

MARCOS CARVALHO CAMPOS

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE  
SISTEMAS DE RESFRIAMENTO DE EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS E  
MOTORES STIRLING

Tese apresentada ao Programa Interdisciplinar de  
Pós-Graduação em Engenharia da Universidade  
Federal do Paraná, como requisito parcial à  
obtenção do título de Doutor em Engenharia de  
Processos Térmicos e Químicos

Orientador: Prof. José Viriato Coelho Vargas, Ph.D.

Co-orientadores: Prof. Juan Carlos Ordonez, Ph.D  
Prof. George Stanescu, D.Sc.

Curitiba  
Dezembro de 2004

TERMO DE APROVAÇÃO

MARCOS CARVALHO CAMPOS

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE  
SISTEMAS DE RESFRIAMENTO DE EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS E  
MOTORES STIRLING

## DEDICATÓRIA

À minha mãe,  
Maria Célia de Carvalho Campos,  
Professora

## AGRADECIMENTOS

Ao Professor Marcelo Risso Errera e  
a todos que me incentivaram  
para a realização deste trabalho.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS .....	vii
LISTA DE GRÁFICOS .....	ix
LISTA DE TABELAS .....	xi
NOMENCLATURA .....	xii
RESUMO .....	xxv
ABSTRACT .....	xxvii
1- Introdução .....	1
1.1 - Considerações iniciais .....	1
1.2 - Objetivos .....	4
1.3 - Organização da tese .....	6
2 - Revisão bibliográfica .....	7
2.1 - Resfriamento de equipamentos eletrônicos .....	7
2.2 - Trocadores de calor .....	9
2.3 - Solo como reservatório frio .....	10
2.4 - Motores Stirling .....	11
3 - Gabinetes de equipamentos eletrônicos em convecção natural .....	13
3.1 - Análise .....	13
3.1.1 - Modelo matemático .....	14
3.1.1.1 - Equações governantes .....	14
3.1.1.2 - Elementos .....	17
3.1.1.3 - Paredes externas .....	24
3.1.2 - Integração numérica .....	25
3.2 - Experimentos .....	26
3.2.1 - Gabinete experimental .....	26
3.2.2 - Sensores de temperatura .....	27
3.3 - Resultados e discussão .....	30
3.3.1 - Refinamento de malha .....	30
3.3.2 - Comparação numérico-experimental .....	33
4 - Gabinetes de equipamentos eletrônicos com trocador de calor .....	43
4.1 - Concepção .....	43

4.2 - Análise térmica e econômica .....	47
4.3 - Experimentos e resultados .....	49
5 - Gabinetes de equipamentos eletrônicos com trocador de calor geotérmico ...	55
5.1 - Metodologia .....	55
5.2 - Otimização do comprimento do tubo .....	56
5.3 - Abrigo de eletrônicos resfriado por trocador de calor ar-solo .....	63
5.3.2 - Abrigo de eletrônicos dividido em elementos de volume .....	64
5.3.3 - Elemento de volume tipo i (Ar circulante) .....	65
5.3.4 - Elemento de volume do tipo ii (material sólido da parede) .....	68
5.3.5 - Elemento de volume do tipo iii (Equipamento interno) .....	69
5.3.6 - Elemento de volume do tipo iv (ar em circulação no tubo) .....	70
5.3.7 - Vazão mássica de ar e potência de ventiladores .....	72
5.3.8 - Umidade relativa do ar .....	74
5.4 - Simulação numérica e experimentos .....	74
5.5 - Otimização da geometria do trocador de calor geotérmico .....	80
6 - Otimização de motores Stirling .....	84
6.1 - Modelo termodinâmico .....	84
6.2 - Modelagem adimensional .....	90
6.3 - Resultados .....	95
7 - Conclusões e sugestões .....	101
7.1 - Conclusões .....	101
7.2 - Sugestões .....	105
<u>REFERÊNCIAS</u> .....	107
<u>BIOGRAFIA</u> .....	114

## LISTA DE FIGURAS

### Capítulo 1

Figura 1.1 - Triângulo interdisciplinar coberto pelo EGM (BEJAN, 1996) .....	2
--	---

### Capítulo 3

Figura 3.1 - Elemento de volume típico com interações de transferência de calor ..	15
Figura 3.2 - Esquema de parede dupla metálica .....	18
Figura 3.3 - Interações térmicas através de parede externa de gabinete .....	24
Figura 3.4 - Esquema do gabinete experimental .....	27
Figura 3.5 - Desenho (vistas rebatidas) do gabinete metálico de paredes duplas utilizado nos experimentos (malha 1) .....	31
Figura 3.6 - Desenho em perspectiva do gabinete metálico (malha 1) .....	32

### Capítulo 4

Figura 4.1 - Fotografia externa do gabinete de referência com o sistema ar/água ..	44
Figura 4.2 - Fotografia interna do gabinete de referência com o sistema ar/água ...	45
Figura 4.3 - Fotografia dos trocadores de calor no gabinete de referência .....	46

### Capítulo 5

Figura 5.1 - Distribuição de tubos horizontais enterrados .....	56
Figura 5.2 - Tubo para maximização de transferência de calor .....	57
Figura 5.3 - Diagrama esquemático do abrigo .....	63
Figura 5.4 - Tipos de elementos de volume .....	64
Figura 5.5 - Esquema da interação térmica entre tubos e solo .....	72

## Capítulo 6

Figura 6.1 - Diagrama esquemático de um conjunto termodinâmico definido para o mecanismo de disco deslizante ("swashplate") .....	86
Figura 6.2 - Diagrama tridimensional do conjunto termodinâmico indicando o ângulo $\alpha$ de defasagem entre pistões .....	86



## LISTA DE GRÁFICOS

### Capítulo 3

Gráfico 3.1 - Comparação entre resultados experimental e numérico ao longo da linha reta perpendicular ao plano xz, no ponto $(x,z)=(117,153)$ [mm]	34
Gráfico 3.2 - Comparação entre resultados experimental e numérico ao longo da linha reta perpendicular ao plano yz, no ponto $(y,z)=(163,334)$ [mm]	35
Gráfico 3.3 - Comparação entre resultados experimental e numérico ao longo da linha reta perpendicular ao plano xy, no ponto $(x,y)=(341,480)$ [mm]	36
Gráfico 3.4 - Resultados numéricos de temperatura em 3-D no plano yz (Experimento 2)	39
Gráfico 3.5 - Resultados numéricos de umidade relativa em 3-D no plano xy (Experimento 2)	39
Gráfico 3.6 - Resultados numéricos de temperatura no plano xy (Experimento 2)	41
Gráfico 3.7 - Resultados numéricos de umidade relativa no plano xy (Experimento 2)	41
Gráfico 3.8 - Resultados numéricos de temperatura (Experimento 1) - 3D - Isovalor	42
Gráfico 3.9 - Resultados numéricos de umidade relativa (Experimento 1) - 3D - Isovalor	42

### Capítulo 4

Gráfico 4.1 - Resultado do experimento “c” (Dois conjuntos ventilador-trocador de calor ar/água)	52
Gráfico 4.2 - Temperatura nos trocadores de calor - Experimento “c”	52

## Capítulo 5

Gráfico 5.1 - Temperatura de saída do fluido em função do comprimento para três potências .....	61
Gráfico 5.2 - Maximização do calor extraído para vários níveis de potência .....	62
Gráfico 5.3 - Comprimento ótimo e máximo calor extraído com relação à potência .....	62
Gráfico 5.4 - Medidas de temperatura (a) e umidade relativa (b) no abrigo .....	78
Gráfico 5.5 - Validação experimental de resultados numéricos para o abrigo típico: temperaturas (a) e umidade relativa (b) .....	79
Gráfico 5.6 - Minimização da temperatura máxima do abrigo em relação ao número de ramos de tubos enterrados .....	81
Gráfico 5.7 - Comprimento ótimo e mínima temperatura máxima do abrigo em relação ao número de tubos enterrados e ramos .....	82

## Capítulo 6

Gráfico 6.1 - Comportamento da eficiência $\eta$ em função de $\varphi$ com $\sigma$ variável .....	96
Gráfico 6.2 - Comportamento da eficiência $\eta$ em função de $\varphi$ com $x$ variável .....	97
Gráfico 6.3 - Comportamento da eficiência máxima, $\eta_{\text{máx}}$ , em função de $Z_2$ com $Z_1$ variável .....	98
Gráfico 6.4 - Eficiência máxima, $\eta_{\text{máx}}$ , em função de $M^*$ com $\varepsilon$ variável .....	98
Gráfico 6.5 - Eficiência máxima, $\eta_{\text{máx}}$ , em função de $y$ com $p^*$ variável .....	100
Gráfico 6.6 - Eficiência $\eta_{\text{máx,máx}}$ e Trabalho $\tilde{W}_t$ em função de $\tilde{T}_h$ .....	100

## LISTA DE TABELAS

### Capítulo 3

Tabela 3.1 - Condições experimentais .....	29
Tabela 3.2- Dimensões dos incrementos - Malha 1 .....	32
Tabela 3.3 - Teste de convergência numérica (refinamento de malha) .....	33
Tabela 3.4- Comparação entre temperaturas numérica e experimental .....	37

### Capítulo 4

Tabela 4.1 - Resultados dos trocadores de calor ar/água .....	51
Tabela 4.2- Resultados dos trocadores de calor ar/ar (1,06 m x 0,47 m x 0,1 m) .....	51

### Capítulo 5

Tabela 5.1 - Propriedades físicas e parâmetros utilizados na simulação numérica e otimização do sistema .....	76
--	----

## NOMENCLATURA

### Capítulo 3

$A$	=	área da superfície do elemento de volume, $m^2$
$c$	=	calor específico, $J/kg.K$
$e$	=	espessura de parede, $m$
$g$	=	aceleração da gravidade, $m/s^2$
$h$	=	coeficiente de transferência de calor, $W/m^2.K$
$H$	=	altura da parede, $m$
$k$	=	condutividade térmica de equipamento, $W/m.K$
$k_{ar}$	=	condutividade térmica do ar, $W/m.K$
$k_{iso}$	=	condutividade térmica de isolamento, $W/m.K$
$l$	=	lateral de elemento de volume, $m$
$\dot{m}$	=	vazão em massa, $kg/s$
$N$	=	número total de elementos de volume
$p_v$	=	pressão parcial de vapor, $N/m^2$
$p_{vs}$	=	pressão de saturação da água, $N/m^2$
$P_T$	=	limite de precisão de temperatura, $K$
$q''$	=	fluxo de calor, $W/m^2$
$\dot{Q}$	=	taxa de transferência de calor, $W$
$Ra$	=	número de Rayleigh, eqs. (3.7) e (3.15)
$F1$	=	fonte de calor 1, figura 3.5
$F2$	=	fonte de calor 2, figura 3.5
$t$	=	tempo, $s$
$T_{filme}$	=	temperatura de filme, $(T_{fluido} + T_{sólido}) / 2$ , $K$
$T_{fluido}$	=	temperatura de fluido, $K$
$T_{céu}$	=	temperatura do céu, $K$

$U$	=	coeficiente global de transferência de calor , $W/m^2.K$
$U_T$	=	incerteza da medida de temperatura, K
$V$	=	volume, $m^3$
$P1$	=	parede de acrílico 1, figura 3.5
$P2$	=	parede de acrílico 2, figura 3.5
$x,y,z$	=	coordenadas cartesianas, m
$ \bullet $	=	valor absoluto
$\alpha$	=	absortividade
$\alpha_T$	=	difusividade térmica, $m^2/s$
$\beta$	=	coeficiente de expansão volumétrica térmica, $K^{-1}$
$\epsilon$	=	erro relativo de refinamento de malha, eq. (3.25)
$\delta$	=	espaçamento de parede, m
$\varepsilon$	=	emissividade
$\nu$	=	viscosidade cinemática, $m^2/s$
$\rho$	=	massa específica, $kg/m^3$
$\rho_{ar}$	=	massa específica do ar, $kg/m^3$
$\sigma$	=	constante de Stefan-Boltzmann, $5,67 \times 10^{-8} W/(m^2.K^4)$
$\phi$	=	umidade relativa

## Subscritos

$a$	=	número do elemento de volume adjacente
$av$	=	média
$b$	=	parede de baixo
$c$	=	número do elemento de volume sólido
$cond$	=	condução
$conv$	=	convecção
$e$	=	leste

$g$	=	solo
$gen$	=	geração em um elemento de volume
$i$	=	número do elemento de volume
$j$	=	parede externa
$l$	=	face do elemento de volume
$m$	=	direção
$n$	=	norte
$p$	=	parede
$p,ar$	=	ar à pressão constante
$r$	=	número do experimento
$rad_{abs}$	=	radiação absorvida
$rad_{emt}$	=	radiação emitida
$s$	=	sul
$t$	=	topo
$v$	=	substância em volume constante
$w$	=	oeste
$x$	=	direção x
$y$	=	direção y
$z$	=	direção z
$0$	=	condição inicial
$\infty$	=	condição do ambiente externo

## Capítulo 4

$\dot{Q}_{ret}$	=	fluxo de calor retirado , W
$\dot{m}_{ag}$	=	vazão mássica de água, kg/s
$c_{p,ag}$	=	calor específico da água a pressão constante, J/(kg.K)

$T_s$	=	temperatura da água na saída do trocador de calor, K
$T_e$	=	temperatura da água na entrada do trocador de calor [K]
$UA$	=	condutância térmica do trocador de calor, W/K
$\bar{T}_{ar}$	=	temperatura média do ar no interior do gabinete, K
$T_\infty$	=	temperatura do ar ambiente externo ao gabinete, K
$t$	=	tempo, h
$C_{El}$	=	custo total de consumo de energia elétrica pelos ventiladores, R\$
$C_{kWh}$	=	custo do kWh de energia elétrica, R\$/kWh
$C_{t,ag}$	=	custo total de água consumida pelo trocador de calor, R\$
$C_{ag}$	=	preço do m <sup>3</sup> de água, reais/ m <sup>3</sup>
$\rho_{ag}$	=	massa específica da água, kg/ m <sup>3</sup>
$C_{total}$	=	custo total de consumo da instalação, R\$
$\dot{W}_{vent}$	=	potência do(s) ventilador(es), W
$\dot{Q}_{tot}$	=	potência total dissipada = potência do(s) ventilador(es) mais a potência gerada, W
$\dot{Q}_{iso}$	=	calor perdido pelo isolamento das paredes do gabinete, W
$T_{si}$	=	temperatura medida na parte superior do gabinete referência, K
$T_{ci}$	=	temperatura medida na parte central do gabinete referência, K
$T_{ii}$	=	temperatura medida na parte inferior do gabinete referência, K
$T_{ee}$	=	temperatura de entrada do ar externo, K

## Capítulo 5

$A$	=	área, m <sup>2</sup>
$\tilde{A}$	=	área adimensional
$B_1$	=	grupo adimensional, eq. (5.6')

$B_2$	=	grupo adimensional, eq. (5.7')
$c_p$	=	calor específico à pressão constante, J/(kg.K)
$c_v$	=	calor específico à volume constante, J/(kg.K)
$c_w$	=	calor específico da parede, J/(kg.K)
$d_t$	=	distância entre tubos, m
$D$	=	diâmetro do tubo, m
$\tilde{D}$	=	diâmetro adimensional
$f$	=	fator de atrito de Fanning
$F$	=	função adimensional, eq. (5.8)
$h$	=	coeficiente de transferência de calor, W/(m <sup>2</sup> .K)
$\tilde{h}$	=	coeficiente de transferência de calor adimensional, $hL^2 / (\dot{m}_{ref} c_p)$
$I$	=	radiação solar média, W/m <sup>2</sup>
$k$	=	condutividade térmica, W/(m.K)
$\tilde{k}$	=	condutividade térmica adimensional, $kL_{ref} / (\dot{m}_{ref} c_p)$
$K$	=	coeficiente de perda de pressão em curvas
$L$	=	comprimento de tubo, m
$\tilde{L}$	=	comprimento adimensional
$m$	=	massa, kg
$\dot{m}$	=	vazão em massa, kg/s
$n_b$	=	número de braços de dutos de resfriamento
$n_c$	=	número de curvas em um braço de duto de resfriamento
$n_{lev}$	=	número de níveis no abrigo
$n_t$	=	número de elementos do tipo (iv) em quais um braço do duto de resfriamento são divididos
$N$	=	número de unidades de transferência de calor, eq. (5.6'')
$p_v$	=	pressão parcial de vapor, N/m <sup>2</sup>



$p_{vs}$	=	pressão de saturação da água, $N/m^2$
$Pr$	=	número de Prandtl, $\nu/\alpha_T$
$\dot{Q}$	=	taxa de transferência de calor, $W$
$\tilde{Q}$	=	taxa de transferência de calor adimensional
$\tilde{Q}_{cvc}$	=	taxa de transferência de calor por convecção e condução adimensional
$\tilde{Q}_{eqj}$	=	taxa de transferência de calor adimensional com geração de calor no equipamento no nível $j$
$\tilde{Q}_{ext}$	=	taxa de transferência de calor adimensional entre ar externo e parede do abrigo
$\tilde{Q}_g$	=	taxa de transferência de calor adimensional com o solo
$\tilde{Q}_{it}$	=	taxa de transferência de calor adimensional entre correntes de ar em dois braços dos dutos de resfriamento
$\tilde{Q}_j$	=	taxa de transferência de calor adimensional no nível $j$ , eq. (5.12)
$\tilde{Q}_k$	=	taxa de transferência de calor adimensional no elemento de volume tubo $k$ , eqs. (5.24) e (5.25)
$\tilde{Q}_{rad}$	=	taxa de transferência de calor por radiação adimensional
$\tilde{Q}_{soil}$	=	taxa de transferência de calor adimensional entre ar interno ao tubo e o solo.
$\tilde{Q}_t$	=	taxa de transferência de calor adimensional com o teto do abrigo
$\tilde{Q}_{wj}$	=	taxa de transferência de calor adimensional com paredes laterais no nível $j$
$r_e$	=	raio externo do tubo, $m$
$r_i$	=	raio interno do tubo, $m$
$\tilde{r}_e$	=	raio externo adimensional do tubo, $r_e / L$

$\tilde{r}_i$	=	raio interno adimensional do tubo s, $r_i / L$
$Re_D$	=	número de Reynolds baseado no diâmetro do tubo, $VD/\nu$
$t$	=	tempo, s
$t_0$	=	tempo inicial de simulação, s
$t_t$	=	espessura da parede do tubo, m
$t_w$	=	espessura da parede do abrigo, m
$\tilde{t}_t$	=	espessura da parede do tubo adimensional, $t_t / L$
$T$	=	temperatura, K
$T_\infty$	=	temperatura ambiente, K
$T_0$	=	temperatura inicial das paredes e do ar interno ao abrigo na simulação, K
$T_{\max}$	=	temperatura máxima do ar externo, K
$T_{\min}$	=	temperatura mínima do ar externo, K
$T_{t,0}$	=	temperatura inicial das paredes e do ar interno aos tubos na simulação, K
$U$	=	coeficiente global de transferência de calor, $W/(m^2.K)$
$V$	=	velocidade média do fluido na seção do tubo, m/s
$EV$	=	elemento de volume
$\dot{W}$	=	potência de ventilação, W
$\tilde{W}$	=	potência de ventilação adimensional
$\alpha$	=	absortividade
$\alpha_T$	=	difusividade térmica, $m^2/s$
$\gamma$	=	relação entre calores específicos, eq. (5.9")
$\delta$	=	distância a partir da qual o solo não é termicamente afetado pelo abrigo e/ou dutos de resfriamento, m
$\Delta P$	=	queda de pressão, $N/m^2$
$\Delta Z$	=	distância entre pontos centrais de elementos de volume, m

$\Delta\xi$	=	distância adimensional entre pontos centrais de elementos de volume, eq. (5.9'')
$\varepsilon$	=	emissividade
$\zeta$	=	massa adimensional, eq. (5.9')
$\theta$	=	temperatura adimensional, $T_i / T_\infty$
$\theta_h$	=	maior temperatura adimensional do ar dentro do abrigo
$\nu$	=	viscosidade cinemática
$\rho$	=	massa específica, $\text{kg/m}^3$
$\sigma$	=	constante de Stefan-Boltzmann, $5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$
$\tau$	=	tempo adimensional, eq.(5.9'')
$\phi$	=	umidade relativa
$\phi_0$	=	umidade relativa inicial na simulação
$\psi$	=	vazão em massa adimensional, eq. (5.9')

## Subscritos

b	=	ramo de tubulação
eq	=	equipamento
ext	=	ar ou parede externa
g	=	solo
gen	=	geração de calor
i, j, k, l	=	índice para localização específica no sistema
in	=	entrada
int	=	parede / ar interno
it	=	interação entre corrente de ar em dois braços de dutos de resfriamento
L	=	comprimento do tubo
máx	=	máximo

mín	=	mínimo
opt	=	ótimo
out	=	saída
ref	=	quantidade de referência
s	=	secção do tubo
céu	=	céu
soil	=	solo, terra
t	=	tubo
tg	=	interação entre ar interno ao tubo e o solo
tot	=	total
v	=	volume constante
w	=	parede do abrigo

## Capítulo 6

$V_1$	=	volume total de expansão
$V_2$	=	volume total de compressão
$V_h$	=	volume ocupado pelo trocador de calor quente
$V_c$	=	volume ocupado pelo trocador de calor frio
$V_{d-1}$	=	volume morto do volume de expansão
$V_{d-2}$	=	volume morto do volume de compressão
$V_{s-1}$	=	volume total varrido de expansão
$V_{s-2}$	=	volume total varrido de compressão
$\alpha$	=	ângulo de fase entre as variações de volume do espaço de expansão e as variações de volume do espaço de compressão
$\omega$	=	rotação (rad/s)
$N_1$	=	número de tubos do trocador de calor quente
$L_1$	=	comprimento dos tubos do trocador de calor quente
$D_1$	=	diâmetro dos tubos do trocador de calor quente

$N_2$	=	número de tubos do trocador de calor frio
$L_2$	=	comprimento dos tubos do trocador de calor frio
$D_2$	=	diâmetro dos tubos do trocador de calor frio
$D_P$	=	diâmetro dos pistões (Figura 6.1)
$p$	=	pressão interna
$T_{c-1}$ e $T_{c-2}$	=	temperaturas condicionais que dependem do sentido do fluxo do gás e da troca de calor no regenerador
$m_t$	=	massa total de gás no conjunto termodinâmico
$m_1$	=	massa no volume de expansão
$T_1$	=	temperatura do volume de expansão
$m_2$	=	massa no volume de compressão
$T_2$	=	temperatura do volume de compressão
$c_p$	=	calor específico do fluido de trabalho a pressão constante
$c_v$	=	calor específico do fluido de trabalho a volume constante
$\dot{Q}_1$	=	taxa de transferência de calor no trocador de calor frio
$\dot{Q}_2$	=	taxa de transferência de calor no trocador de calor quente
$R$	=	constante do gás
$\gamma$	=	relação $c_p / c_v$ .
$a, b$	=	coeficientes que definem o fluxo da troca de calor do regenerador
$\dot{Q}_R$	=	taxa de transferência de calor no regenerador
$T_R$	=	temperatura do gás na saída do regenerador
$T_c$	=	temperatura do reservatório frio, K
$T_h$	=	temperatura do reservatório quente, K
$T_m$	=	temperatura da matriz do regenerador
$m_R$	=	massa da matriz do regenerador
$c_R$	=	calor específico do material do regenerador
$\varepsilon$	=	efetividade do regenerador
$h_1$	=	coeficiente de transferência de calor por convecção no volume

de expansão

- $A_1$  = área de troca de calor no volume de expansão
- $h_2$  = coeficiente de transferência de calor por convecção no volume de compressão
- $A_2$  = área de troca de calor no volume de compressão
- $k$  = condutividade térmica do gás
- $Pr$  = número de Prandtl do gás
- $Re_D$  = número de Reynolds com base no diâmetro interno do tubo
- $V^*$  = volume de referência
- $t^*$  = tempo de referência ( $2.\pi/\omega$ )
- $D^*$  = comprimento de referência (diâmetro do pistão)
- $A^*$  = área de referência ( $V^*/D^*$ )
- $h^*$  = coeficiente global de transferência de calor de referência,  
( $m_t.c_v / t^*.A^*$ )
- $p^*$  = pressão de referência ( $m_t.R.T_c/V^*$ )
- $T^*$  = temperatura de referência ( $T_c$ )
- $M^*$  = parâmetro de referência para a matriz do regenerador ( $m_R.c_R / m_t c_p$ )
- $\tilde{t}$  = tempo adimensional, ( $t / t^*$ )
- $\tilde{T}_i$  = temperatura adimensional, ( $T_i / T_c$ )
- $\tilde{p}$  = pressão adimensional, ( $p / p^*$ )
- $\tilde{m}_i$  = massa adimensional no volume i, ( $m_i / m_t$ )
- $\tilde{V}_i$  = volume adimensional do volume i, ( $V_i / V^*$ )
- $\tilde{h}_i$  = coeficiente global de transferência de calor adimensional, ( $h_i / h^*$ )
- $\tilde{D}_i$  = diâmetro adimensional, ( $D_i / D^*$ )
- $\tilde{A}_i$  = área adimensional, ( $A_i / A^*$ )
- $\tilde{L}_i$  = comprimento adimensional ( $L_i / D$ )

- $\tilde{T}_h$  = temperatura do reservatório quente adimensional,  $(T_h / T_c)$
- $\sigma$  = relação entre o volume total varrido do conjunto termodinâmico,  $(\tilde{V}_{s-1} + \tilde{V}_{s-2})$  e o volume de referência,  $V^*$
- $\varphi$  = relação entre o volume varrido na expansão,  $\tilde{V}_{s-1}$  e o volume total varrido do conjunto termodinâmico,  $(\tilde{V}_{s-1} + \tilde{V}_{s-2})$
- $\psi$  = relação entre o volume dos trocadores de calor,  $(\tilde{V}_h + \tilde{V}_c)$ , e o volume morto total,  $(\tilde{V}_{d-1} + \tilde{V}_{d-2} + \tilde{V}_h + \tilde{V}_c)$
- $x$  = relação entre o volume do trocador de calor quente,  $\tilde{V}_h$ , e o volume dos trocadores de calor,  $(\tilde{V}_h + \tilde{V}_c)$
- $\beta$  = relação entre o volume de referência  $V^*$  e  $\pi \cdot D_p^3$
- $y$  = relação entre a área de trocador de calor quente,  $\tilde{A}_1$ , e a área total de troca de calor,  $(\tilde{A}_1 + \tilde{A}_2) = \tilde{A}$
- $Z_1$  = relação entre o comprimento dos tubos do trocador de calor quente,  $\tilde{L}_1$ , e o diâmetro dos mesmos tubos,  $\tilde{D}_1$
- $Z_2$  = relação entre o comprimento dos tubos do trocador de calor frio,  $\tilde{L}_2$ , e o diâmetro dos mesmos tubos,  $\tilde{D}_2$
- $w$  = relação entre o diâmetro  $\tilde{D}_2$  e o diâmetro  $\tilde{D}_1$ .
- $\tilde{W}$  = trabalho líquido durante o ciclo
- $\tilde{Q}_1$  = troca térmica durante o ciclo
- $\tilde{W}_t$  = trabalho total (um ciclo)
- $\tilde{Q}_{1-t}$  = troca térmica total (um ciclo)
- $\eta$  = eficiência do ciclo

## Subscritos

s-1	=	volume varrido de expansão
s-2	=	volume varrido de compressão
d-1	=	volume morto de expansão
d-2	=	volume morto de compressão
c	=	trocador de calor frio
h	=	trocador de calor quente
1	=	espaço de expansão
2	=	espaço de compressão
m	=	matriz do regenerador
R	=	fluido no regenerador
c-1	=	temperatura condicional no espaço de expansão
c-2	=	temperatura condicional no espaço de compressão



## RESUMO

Esta tese trata do desenvolvimento de uma técnica alternativa para modelagem matemática, de uso geral em sistemas reais, aqui denominada de modelo de elementos de volume. A técnica se baseia na combinação de princípios de termodinâmica clássica com transferência de calor e mecânica dos fluidos, além da utilização de correlações analíticas e empíricas disponíveis na literatura, para simular o comportamento de sistemas térmicos reais.

O capítulo 3 desenvolve a aplicação do modelo de elementos de volume em gabinetes que contém equipamentos eletrônicos com geração de calor, em regime de convecção natural. O modelo é implementado em um código computacional que reproduz aproximadamente o comportamento físico do sistema, que pode ser usado como uma ferramenta de simulação, projeto e otimização. Para duas configurações típicas, os resultados numéricos são comparados com resultados experimentais, e as distribuições de temperatura e umidade relativa do gabinete simulado são apresentadas.

No capítulo 4, um estudo experimental comparativo entre dois sistemas de trocadores de calor, ar/ar e ar/água é desenvolvido, sendo que os dois sistemas foram instalados em um mesmo gabinete de referência que condiciona elementos internos geradores de calor. A finalidade dos trocadores de calor é a retirada de calor do ambiente interno do gabinete, de modo que os equipamentos eletrônicos nele instalados possam operar abaixo de um nível máximo de temperatura especificado. Observou-se que o gabinete de referência operando com o sistema ar/água, originalmente desenvolvido nesta tese, apresentou uma temperatura média interna em regime permanente sempre inferior à temperatura média do mesmo gabinete operando com o sistema ar/ar.

O capítulo 5 apresenta um estudo teórico, numérico e experimental para investigar a possibilidade de otimização da geometria de trocadores de calor enterrados para máxima transferência de calor. A primeira parte do capítulo

identifica um princípio fundamental de otimização para maximizar a transferência de calor entre o tubo e o solo na sua vizinhança, o qual é esperado estar presente em qualquer projeto com trocadores de calor de tubos enterrados. A segunda parte do capítulo 5 apresenta uma aplicação prática do princípio desenvolvido: o modelo de elementos de volume é empregado para obter um sistema de equações diferenciais ordinárias no tempo, combinando a primeira lei da termodinâmica com correlações empíricas da transferência de calor para determinar o campo de temperatura dentro de um abrigo de eletrônicos que utiliza o trocador de calor ar-solo com tubos enterrados. Os resultados numéricos obtidos com o modelo de elementos de volume são validados através de comparação direta com medições de temperatura e umidade relativa. É mostrado que o comprimento do tubo pode ser otimizado de tal maneira que a máxima temperatura alcançada no interior do abrigo seja mínima. Os resultados também demonstram o potencial da utilização de tubos enterrados para resfriamento de pacotes eletrônicos. Uma vez que precisão e baixo tempo computacional são combinados, o modelo mostra-se eficiente e pode ser usado como ferramenta para simulação, projeto e otimização de pacotes eletrônicos resfriados por trocadores de calor enterrados.

O capítulo 6 tem por objetivo apresentar o modelo de elementos de volume aplicado à simulação do comportamento termodinâmico de motores Stirling operando em regime transiente, em função de vários parâmetros geométricos e de operação envolvidos no projeto do motor. Grupos adimensionais apropriados são definidos a fim de apresentar os resultados de simulação para aplicação generalizada e, a partir do reconhecimento da disponibilidade finita de espaço é estabelecida uma restrição total de volume para alocação do motor. Desta maneira, procede-se a otimização da distribuição do espaço disponível para máxima eficiência do ciclo.

## ABSTRACT

This thesis introduces an alternative technique for developing mathematical models of physical systems, for general use in real systems, herein called volume elements model. The technique is based on the combination of classical thermodynamics principles with heat transfer and fluid mechanics, besides the utilization of empirical and analytical correlations, available in the literature, to simulate the behavior of real systems.

Chapter three develops an application of the volume elements model on cabinets that contain electronic equipments with heat generation, in the natural convection regime. The model was implemented in a computational code that reproduces approximately the physical behavior of the system, which can be used as a tool for simulation, design and optimization. For two typical configurations the numerical results are compared with experimental results, and temperature and relative humidity fields of the cabinet are also presented.

In chapter four, an experimental comparative study between two heat exchangers systems, air/air and air/water is developed, which were installed in the same reference cabinet that contains internal elements with heat generation. The heat exchangers objective is the heat removal from the cabinet internal ambient, in such a way that the electronic equipments installed may operate below a specified maximum temperature level. It was observed that the reference cabinet operating with the air/water system, originally developed in this thesis, shows an internal mean temperature during the steady state always smaller than the same cabinet mean temperature operating with the air/air system.

Chapter five develops a theoretical, numerical and experimental study to investigate the possibility of optimizing the geometry of buried heat exchangers for maximum heat transfer. The chapter first part identifies an optimization fundamental principle to maximize the heat transfer between the tube and the surroundings, which is expected to be present on any design with buried tubes heat exchangers. The

second part shows a practical application of the developed principle: volume elements model is used to obtain a system of ordinary differential equations in time, combining the first law of thermodynamics with heat transfer empirical correlations to calculate the temperature field inside of an electronics' shelter that uses an air/earth buried tubes heat exchanger. The numerical results obtained with the volume elements model are validated through direct comparison with temperature and relative humidity measurements. It is shown that the tube length can be optimized in such a way that the maximum temperature reached inside the shelter is minimum. The results also demonstrate the potential use of buried tubes to refrigerate electronic packages. Since precision and low computational time are combined, the model is shown to be efficient and can be used as a tool for simulation, design and optimization of electronic packages cooled by buried heat exchangers.

The objective of chapter six is to develop the application of the volume elements model to simulate the thermodynamic behavior of Stirling engines in transient regime, as a function of geometric and operating parameters used for the engine design. Appropriate dimensionless groups are defined in order to generalize simulation results, and recognizing the finiteness of space availability, a total volume constraint for the engine packing is established. Under such conditions, it is conducted the optimization of the available space for maximum cycle efficiency.

# Capítulo 1

## 1 - Introdução

### 1.1 - Considerações iniciais

Desde a antiguidade, o ser humano cria e desenvolve métodos matemáticos para descrever e quantificar os fenômenos que observa na natureza bem como para projetar e melhorar máquinas e equipamentos para os mais diversos fins. Pode-se dizer que o método dos elementos finitos, utilizado para a solução em domínio discreto de equações diferenciais de vários tipos, que surgiu na década de 60 do século XX, revolucionou a simulação matemática de fenômenos físicos, nas diversas áreas da ciência. Este método e, posteriormente, o método dos volumes finitos, baseado no método dos resíduos ponderados (FINLAYSON, 1972 e PATANKAR, 1980) ampliaram, qualitativa e quantitativamente, as simulações numéricas que eram realizadas com o método de diferenças finitas e outros.

Com o aumento da complexidade dos problemas abordados, precisa-se de computadores de alta velocidade de cálculo, arquiteturas de hardware e geradores de malha mais sofisticados para a simulação de fenômenos específicos, utilizando esses métodos numéricos de domínio discretizado, que representa a dependência espacial das variáveis do problema. Ao mesmo tempo, tem-se hoje a necessidade de simulação e otimização de sistemas complexos, com vários componentes interagindo entre si, cuja simulação numérica através da discretização do seu inteiro domínio requer tempos computacionais elevados, para a análise de apenas um conjunto de parâmetros de projeto e de operação. Desta maneira, fica

praticamente inviável o estudo de otimização de parâmetros do sistema, que requer a análise de muitas possíveis configurações.

O quadro acima descrito motiva a busca pelo desenvolvimento de ferramentas matemáticas e computacionais simplificadas para o aprimoramento científico e tecnológico de equipamentos e processos. O objetivo primordial é a combinação de precisão de simulação numérica satisfatória, baixo tempo computacional e maior facilidade de interface do usuário com o código computacional.

A Figura 1.1 mostra um diagrama esquemático do método de minimização da geração de entropia (EGM). O método combina princípios de três grandes áreas do conhecimento: termodinâmica, transferência de calor e massa e mecânica dos fluidos. O objetivo é a otimização termodinâmica de sistemas físicos através da minimização da geração de entropia (ou irreversibilidades) que ocorre em quaisquer processos ou sistemas reais.

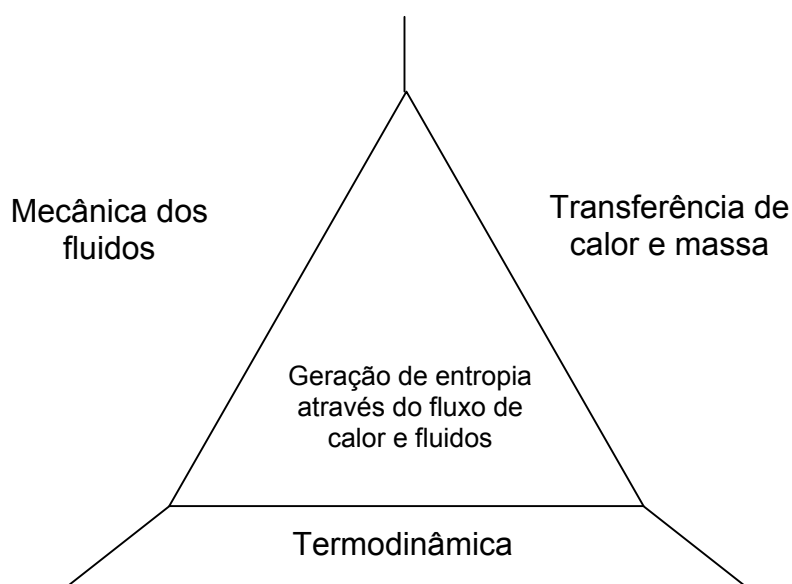


Figura 1.1 - Triângulo interdisciplinar coberto pelo EGM (BEJAN, 1996)

O modelo de elementos de volume, MEV, proposto nesta tese utiliza a mesma combinação dos princípios físicos presentes no método da minimização da

geração de entropia (EGM), i.e., termodinâmica, transferência de calor e massa e mecânica dos fluidos. No entanto, o MEV apresenta a possibilidade de utilização de outras funções objetivo para a otimização termodinâmica dos sistemas ou processos, além da geração de entropia. Essencialmente, o MEV pode ser aplicado não somente para otimização, i.e., nesta tese ilustra-se a aplicação do MEV também para a simples modelagem matemática, simulação computacional e análise termodinâmica de sistema ou processo.

Um outro aspecto inovador do MEV é que o mesmo permite a criação de uma dependência espacial implícita (“artificial”) no sistema ou processo (e.g., volume de controle em análise) ao dividir o domínio em elementos de volume que interagem por transferência de energia e/ou massa. Desta maneira, cada elemento de volume é tratado como um volume de controle da termodinâmica clássica, i.e., com propriedades uniformes. Assim, forma-se um sistema de equações diferenciais ordinárias dependentes do tempo ou de equações algébricas, que não é dependente do espaço, eliminando a necessidade de solução de um sistema de equações diferenciais parciais, dependentes do tempo e do espaço, como se verifica nos métodos numéricos tradicionais (e.g. , elementos finitos, volumes finitos, diferenças finitas).

Dentro deste contexto, o presente trabalho apresenta o desenvolvimento e análise de novos sistemas térmicos para resfriamento de equipamentos eletrônicos e a utilização em casos específicos do modelo de elementos de volume, que subdivide o domínio a ser analisado em células de volume centradas e estabelece uma única equação diferencial para cada célula, aplicando o princípio de conservação de energia. As interações energéticas entre células são estabelecidas através de correlações empíricas de transferência de calor por convecção, condução e radiação.

O conjunto de equações diferenciais ordinárias transientes obtidas em cada aplicação específica é integrado simultaneamente. Para isso utiliza-se o método de passo adaptativo de Runge-Kutta de quarta-quinta ordem (KINCAID e

CHENEY,1991), utilizando-se condições iniciais pré-estabelecidas para as variáveis de integração.

As aplicações do modelo de elementos de volume são validadas experimentalmente para dois sistemas térmicos específicos: i) gabinete com equipamentos eletrônicos geradores de calor em convecção natural, e ii) abrigos de componentes eletrônicos em convecção forçada com tubos de trocador de calor enterrados no solo para resfriamento da corrente de ar.

## **1.2 - Objetivos**

Em decorrência das considerações iniciais apresentadas, esta tese tem por objetivo desenvolver e aplicar o modelo de elementos de volume como uma ferramenta de simulação, projeto e otimização de sistemas térmicos. Além disso, tem também o objetivo de desenvolver dois novos sistemas térmicos para aplicação em acondicionamento de equipamentos eletrônicos: i) trocadores de calor ar/água e ii) trocadores de calor enterrados ar/solo.

O objetivo principal do capítulo 3 é o de desenvolver um modelo matemático geral para gabinetes que contém equipamentos eletrônicos, para ser usado como uma ferramenta de simulação, projeto e otimização. O primeiro passo na direção de um procedimento de otimização é o desenvolvimento de um modelo computacional que reproduz aproximadamente o comportamento físico do sistema.

Portanto, o capítulo 3 se divide em duas partes. Na primeira, um modelo computacional é desenvolvido e todas hipóteses físicas são discutidas e listadas. Então, para duas configurações típicas, os resultados numéricos são comparados com resultados experimentais. Para ilustrar como o modelo pode ser utilizado em projeto e otimização, a distribuição de temperatura e umidade relativa são apresentadas.

No capítulo 4, foi concebida e estudada, teórica e experimentalmente, a viabilidade de utilização de um sistema de trocadores de calor ar/água para a



retirada de calor de um gabinete de referência que acondiciona vários elementos internos geradores de calor. O gabinete utilizado é o mesmo gabinete onde foram testados anteriormente, trocadores de calor de alumínio ar/ar (NILKO, 2004), de forma que os resultados com o equipamento proposto puderam ser comparados com os resultados dos trocadores de calor ar/ar, sob as mesmas condições de operação.

Inicialmente desenvolve-se: i) a concepção do equipamento proposto, dividido em módulos (ventilador-trocador de calor), o que permite o uso individual ou em associação em série e/ou paralelo; ii) uma análise térmica e econômica para determinação da energia retirada pelo equipamento, consumo de água e energia elétrica para acionamento de ventiladores. A seguir, apresenta-se: i) descrição da montagem dos equipamentos no interior do gabinete de referência; ii) resultados experimentais obtidos; iii) comparação de resultados entre os trocadores de calor ar/água e os trocadores de calor ar/ar, e iv) análise de consumo mensal de energia elétrica e água do equipamento testado.

No capítulo 5 foi desenvolvido um estudo teórico para otimizar a configuração de trocadores de calor enterrados visando máxima transferência de calor para o solo, e um estudo numérico e experimental aplicando o modelo de elementos de volume em um sistema de equipamentos eletrônicos acondicionados em um abrigo resfriado por trocadores de calor enterrados.

Um novo princípio de otimização fundamental foi identificado na primeira parte do capítulo, o qual é esperado estar presente em qualquer projeto de trocadores de calor de tubos enterrados, em uma forma analítica fechada para aplicações gerais, como uma função de vários parâmetros dimensionais práticos. Na segunda parte, um experimento foi realizado em um abrigo de equipamentos eletrônicos construído para obtenção de dados de temperatura e umidade relativa, e os resultados numéricos obtidos com o modelo de elementos de volume foram então validados com as medidas experimentais. Com o modelo matemático validado experimentalmente, a otimização do comprimento de tubos enterrados foi estudada para minimizar a temperatura máxima dentro do abrigo.

O capítulo 6 tem por objetivo apresentar um modelo matemático para simular o comportamento termodinâmico de motores Stirling em regime transiente, em função de vários parâmetros geométricos e de operação envolvidos no projeto do motor. Grupos adimensionais apropriados foram definidos a fim de apresentar os resultados de simulação de carácter geral. Em seguida, a partir do reconhecimento da disponibilidade finita de espaço em qualquer projeto de engenharia, é estabelecida uma restrição total de volume para alocação do motor. Desta maneira, procede-se a otimização da distribuição do espaço disponível para máxima eficiência do ciclo.

### **1.3 - Organização da tese**

A tese está organizada a partir das motivações descritas neste primeiro capítulo. Inicialmente, o capítulo 2 conduz uma revisão bibliográfica pertinente aos assuntos a serem tratados nos capítulos subsequentes. O capítulo 3 trata da apresentação e desenvolvimento do modelo de elementos de volume para gabinetes de acondicionamento de eletrônicos em convecção natural. A seguir, o capítulo 4 desenvolve e apresenta um sistema inovador de trocador de calor ar/água para resfriamento de gabinetes de acondicionamento de eletrônicos, realizando análise comparativa de desempenho térmico e econômico com um sistema tradicional de trocador de calor ar/ar. No capítulo 5, é desenvolvido e apresentado um sistema de trocador de calor geotérmico, i.e., ar/solo para resfriamento de eletrônicos, além da modelagem matemática e otimização do sistema pelo modelo de elementos de volume. O capítulo 6 estende a aplicação do modelo de elementos de volume para outro importante sistema térmico, i.e., o motor Stirling, realizando sua simulação e otimização, identificando grupos adimensionais adequados e apresentando os resultados de otimização em gráficos normalizados para aplicação generalizada.

Finalmente, o capítulo 7 apresenta as conclusões da tese e as sugestões para trabalhos futuros. Apresentam-se separadamente as conclusões de cada sistema térmico analisado, bem como uma análise conjunta da contribuição científica da tese para o avanço do estado-da-arte para a simulação e otimização de sistemas térmicos complexos de uma forma geral.

## Capítulo 2

### 2 - Revisão bibliográfica

#### 2.1 - Resfriamento de equipamentos eletrônicos

A mudança de conceito em gerenciamento de redes de telecomunicações, como em telefonia e TV a cabo, de um pequeno grupo de grandes unidades e grande número de usuários por unidade para um grande número de pequenas unidades e menor quantidade de usuários por unidade, é hoje uma tendência mundial. As unidades pequenas e de poucos usuários consistem de gabinetes contendo somente equipamento eletrônico, estrategicamente distribuído na área a ser servida pela rede. Os gabinetes trabalham independentemente e estão sujeitos a quaisquer condições atmosféricas na área onde estão instalados. Estes, portanto, devem proteger o equipamento contra todas interpéries, e, além disso, manter as condições de temperatura e umidade relativa requeridas pelos equipamentos para operação apropriada. Os equipamentos eletrônicos dentro dos gabinetes são muito diversos em formatos, consistência e composição, e.g., cabos, baterias, transdutores e receptores de sinal, etc.

Na área de transferência de calor, o estudo de técnicas de resfriamento de equipamentos eletrônicos está consolidado como um problema fundamental e como um ativo campo de pesquisa nos últimos 20 anos (PETERSON e ORTEGA, 1990 e BAR-COHEN e KRAUS, 1990). A necessidade de redução de dimensões em empacotamentos eletrônicos motiva a pesquisa, uma vez que o aumento da transferência de calor deve ser acoplado às restrições de volume. O objetivo é montar a maior quantidade possível de circuitos (i.e., máxima taxa de geração de

calor) em um dado espaço, onde os equipamentos eletrônicos estão envoltos por um fluido refrigerante, de tal maneira que a máxima temperatura atingida em um certo ponto no espaço (o ponto quente) não exceda um nível permitido. Nos países tropicais, a combinação de condições ambientes de altas temperaturas e altas umidades relativas também requer o controle e monitoração da umidade relativa dentro do empacotamento, abaixo de níveis permitidos. Portanto, o projeto de empacotamento eletrônico (e.g., menores dimensões e baixo custo) é um grande desafio para engenheiros.

O aumento de transferência de calor com restrição de volume oferece uma oportunidade de otimização, i.e., é possível variar a distribuição de componentes eletrônicos de tal maneira que a taxa de transferência de calor possa ser aumentada. Por exemplo, para uma dada distribuição, baseada no campo de temperaturas resultante, pode-se redistribuir ou mesmo adicionar mais componentes nas regiões onde as temperaturas são menores que a temperatura do ponto quente.

Tais oportunidades foram investigadas anteriormente em estudos fundamentais de técnicas de resfriamento de equipamentos eletrônicos, que envolveram análises de variadas geometrias de distribuição destes equipamentos em espaços restritos. O mais simples dos resultados fundamentais refere-se ao espaçamento ótimo entre dois componentes adjacentes, como uma parte de um grande número de componentes montados em um espaço fixo. BAR-COHEN e ROSEHNOW (1984) investigaram o resfriamento por convecção natural em placas planas na vertical, reportando um espaço ótimo entre estas. O mesmo problema foi também analisado por BEJAN (1995a), KIM et al. (1991) e ANAND et al. (1992). O espaçamento ótimo entre cilindros horizontais em convecção natural foi relatado por BEJAN et al. (1995b). A literatura fornece resultados para o espaçamento ótimo entre placas paralelas com superfícies lisas: BEJAN e SCIUBBA (1992), MEREU et al. (1993), BEJAN e MOREGA (1994), MOREGA et al. (1995); para placas com fontes de calor salientes: (MOREGA e BEJAN, 1994); para aletas circulares ou retas montadas em espaço fixo: STANESCU et al. (1996), BEJAN (1995a), e para placas planas espaçadas: (FOWLER et al., 1997).

Mais recentemente (BEJAN, 2003) apresenta princípios comuns às diversas geometrias otimizadas, mostrando correlações entre as várias classes de exemplos (convecção laminar natural e forçada, placas paralelas e outros) através de princípio de projeto “construtal”, mostrando tendências gerais para o formato ótimo de geometrias típicas.

Apesar de inúmeros estudos na área de resfriamento de equipamentos eletrônicos, em muitas aplicações de acondicionamento destes equipamentos em espaços fixos, não é possível estabelecer distribuições geométricas estruturadas dentro de gabinetes, e utilizar correlações conhecidas. Para estas aplicações torna-se necessário o uso de ferramentas matemáticas que modelam o comportamento térmico do sistema, de geometria mais complexa, com o objetivo de otimizar a distribuição dos componentes, buscando máxima transferência de calor ao ambiente ou a mínima temperatura interna no gabinete. Neste sentido, o modelo de elementos de volume se apresenta como ferramenta para esta classe de estudo, onde os equipamentos eletrônicos acondicionados em gabinetes, podem ser distribuídos de forma otimizada.

Mais recentemente, utilizando também o modelo de elementos de volume, VARGAS et al. (2004) e VARGAS e BEJAN (2004) apresentam e desenvolvem simulação e otimização de estruturas internas de células de combustível.

## **2.2 - Trocadores de calor**

Nos casos onde a geração de calor pelos componentes eletrônicos é elevada, ou o espaço disponível não permite a remoção do calor gerado, a temperatura dos componentes tende a se elevar, comprometendo o seu funcionamento.

Técnicas de resfriamento utilizando sistemas de condicionamento de ar, baseados em ciclos de compressão a vapor, são ainda empregados para o resfriamento de gabinetes de eletrônicos, bem como outros recursos alternativos, de menor ou de nenhum consumo de energia. Um exemplo destes recursos é a

utilização de materiais em mudança de fase para o gerenciamento térmico de pacotes eletrônicos (O'CONNOR e WEBER, 1997), onde é feita a retirada do calor do pacote eletrônico por meio do processo de mudança de fase sólido-líquido por um material especial que tenha sua temperatura de fusão menor e próxima da temperatura de operação desejada para o ambiente controlado. Estas aplicações são restritas a casos onde o pacote eletrônico esteja submetido a um ambiente externo de comportamento cíclico (aumento e diminuição de temperatura), que permita a resolidificação do material durante a fase de baixa temperatura (e.g., satélites em órbita terrestre).

O recurso mais comum, no entanto, é a utilização de trocadores de calor ar/ar acoplados ao pacote eletrônico (NILKO, 2004). No volume interno do trocador de calor é montada uma matriz metálica onde ocorre efetivamente a troca de calor, entre as correntes de ar interna e externa, sem que haja mistura entre as duas, garantindo a não contaminação do ar interno.

Estudos recentes envolveram a otimização de espaçamento de tubos elípticos e circulares para trocadores de calor em convecção forçada (MATOS et al., 2004 e MATOS et al., 2001), melhoria de desempenho de trocadores de calor de canais (McGARRY et al., 2004) e a otimização termodinâmica de controle de ambiente em aeronaves (VARGAS e BEJAN, 2001, e VARGAS et al., 2001).

## **2.3 - Solo como reservatório frio**

A utilização eficiente da energia e a necessidade de prover resfriamento em localizações remotas têm impulsionado o desenvolvimento de trocadores de calor geotérmicos, também conhecidos como trocadores de calor de tubos enterrados. Trocadores ar-terra constituem um método atrativo para resfriamento de eletrônicos acondicionados em abrigos, onde a geração de calor causa um aumento da temperatura a níveis que ameaçam a operação dos componentes eletrônicos.

Um trocador de calor ar-terra emprega um arranjo de tubos em paralelo enterrados no solo. O ar que circula através do abrigo remove o calor gerado pelos

componentes eletrônicos, e então é circulado através dos tubos que estão em contato com o solo, o qual serve como reservatório frio.

Considerável pesquisa têm sido dedicada ao uso de trocadores de calor enterrados. As aplicações incluem: conservação de energia em edifícios (GRANDALL, 1946; INGERSOLL e PLASS, 1948; KAVANAUGH, 1995 e KAVANAUGH, 1998), bombas de calor (METZ, 1982; CATAN e BAXTER, 1985; OERDER e MEYER, 1998 e PHETTEPLACE e SULLIVAN, 1998), a simulação de trocadores de calor com serpentinas enterradas (BI et al., 2002; METZ, 1983), performance do solo em trocadores de calor ar-solo (TZAFERIS et al., 1992), trocadores de calor helicoidais para reservatórios de energia térmica (RABIN e KORIN, 1996), e modelos analíticos para performance termo-hidráulica de trocadores de calor no solo (De PAEPE e JANSSENS, 2003).

## 2.4 - Motores Stirling

Diversos ciclos termodinâmicos formam a base teórica de máquinas térmicas que convertem energia térmica em energia mecânica (trabalho de eixo) classificadas como motores térmicos. O ciclo termodinâmico do motor Stirling possui uma eficiência teórica igual ao do ciclo de Carnot, porém, a transferência de calor no ciclo ideal deve ocorrer isotérmica e reversivelmente, ou seja, em tempo infinito.

Consequentemente, a obtenção da eficiência máxima de Carnot,  $1 - T_h/T_c$ , onde  $T_h$  é a temperatura da fonte quente e  $T_c$  é a temperatura do reservatório frio, implica em potência zero (tempo infinito). A dificuldade de realizar a variação ideal de volume do ciclo Stirling também afasta o ciclo real do ciclo teórico. Trabalhos anteriores mostraram que a eficiência para máxima potência de uma máquina de Carnot com tempo de transferência de calor finito dependerá somente das temperaturas  $T_h$  e  $T_c$ :  $\eta_{m\acute{a}x} = 1 - (T_c / T_h)^{1/2}$  (CURZON e ALHBORN, 1975) e  $\eta_{m\acute{a}x} = 1 - (T_c / T_h) + (T_c / T_h) \cdot \ln(T_c / T_h)$  (BEJAN, 1995c).

Devido à expectativa de obtenção de eficiências térmicas mais próximas da eficiência do ciclo de Carnot, o motor Stirling despertou o interesse de vários pesquisadores. Diversos autores publicaram estudos e livros sobre os motores Stirling, incluindo resultados experimentais.

Podem ser destacados os trabalhos de READER e HOOPER (1983) que apresentam os fundamentos teóricos, medições experimentais, análise e projetos de motores Stirling, e também URIELI e BERCHOWITZ (1984) que, além destes aspectos, descrevem analiticamente os diversos tipos de mecanismos usuais de acionamento de motores Stirling. Além disso, os mesmos autores apresentam modelos matemáticos utilizados para a simulação termodinâmica do ciclo, considerando coeficientes variáveis de transferência de calor e a perda de carga nos trocadores de calor, caracterizados por conjuntos de tubos de seção circular.

O motor Stirling pode ser considerado uma alternativa promissora, levando em consideração que é um motor de combustão externa, com um melhor controle da queima do combustível e o potencial de utilização de qualquer tipo de combustível. Por esta razão, com desenvolvimento apropriado, o motor Stirling pode ser mais econômico e menos poluente que o motor Diesel, e até mesmo do que a turbina a gás. Mais recentemente, LADAS e IBRAHIM (1994) apresentaram uma análise termodinâmica em tempo finito do ciclo Stirling com variação de volume senoidal em configuração Beta onde as equações dos balanços de massa e energia foram adimensionalizadas. O modelo de elementos de volume aplicado ao motor Stirling apresentado no capítulo 6, utiliza parametrização dos volumes e áreas de maneira diferente dos parâmetros utilizados em trabalhos anteriores, o que permite melhor caracterização da distribuição de volumes do motor Stirling com a otimização obtida.



## Capítulo 3

### **3 - Gabinetes de equipamentos eletrônicos em convecção natural**

#### **3.1 - Análise**

O problema consiste no cálculo da distribuição da temperatura e da umidade relativa dentro de gabinetes utilizados para empacotar equipamentos eletrônicos. Estas distribuições são determinadas por condições ambientes externas e pela distribuição geométrica dos equipamentos eletrônicos que geram calor. A temperatura e a umidade relativa internas não devem exceder as condições de operação especificadas para os equipamentos eletrônicos.

O modelo físico simplificado combina conceitos teóricos da termodinâmica clássica com conceitos teóricos e correlações empíricas da mecânica dos fluidos e da transferência de calor, as quais são válidas para regimes de escoamento turbulento e laminar, resultando em um conjunto de equações diferenciais ordinárias. O modelo é então discretizado com um esquema simples de volumes finitos com células centradas, em uma abordagem prática buscando velocidades maiores de computação.

Um esquema de volumes finitos tri-dimensional com células centradas foi usado para discretizar o domínio e numericamente resolver o problema (FLETCHER, 1991). A inovação no presente modelo está na dimensão dos volumes de controle que não precisam ser extremamente reduzidos para obtenção de resultados

suficientemente precisos, como é usualmente requerido por outros métodos numéricos, principalmente na presença de grande diversidade de materiais sólidos e ar interagindo no domínio da solução. A técnica consiste em dividir o gabinete em volumes de controle que somente contenham ar ou equipamento sólido. A vantagem é que, com um número de elementos relativamente pequeno, a convergência é obtida com tempo computacional reduzido.

A combinação do modelo físico simplificado proposto com o esquema adotado de volumes finitos para a discretização numérica é chamada de modelo de elementos de volume (MEV). As equações governantes são os princípios de conservação da massa e da energia aplicados a cada elemento de volume. O modelo leva em conta a geração de calor interna no elemento e processos de transferência de calor através das seis faces do elemento, por condução, convecção e radiação, devido à incidência solar nas paredes superiores e laterais do gabinete.

### 3.1.1 - Modelo matemático

#### 3.1.1.1 - Equações governantes

A Figura 3.1 mostra uma célula típica (ou elemento de volume) que pode conter tanto ar ou material sólido (equipamento eletrônico, paredes internas, etc.), mas nunca uma combinação dos dois, no presente modelo. Cada elemento interage com outros elementos adjacentes, de acordo com a equação da energia (primeira lei da termodinâmica) aplicada à célula, como se segue:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{(\rho V c)_i} [\dot{Q}_e + \dot{Q}_w + \dot{Q}_t + \dot{Q}_b + \dot{Q}_n + \dot{Q}_s + \dot{Q}_{gen}]_i, \quad 1 \leq i \leq N \quad (3.1)$$

onde  $T_i$  é a temperatura no centro de cada elemento de volume,  $\rho$  é a massa específica do material dentro do elemento de volume (ar ou sólido),  $V$  é o volume da célula, e  $c$  pode ser o calor específico do sólido ou o calor específico a volume constante do ar ( $c_v$ ).  $\dot{Q}_e$ ,  $\dot{Q}_w$ ,  $\dot{Q}_t$ ,  $\dot{Q}_b$ ,  $\dot{Q}_n$ ,  $\dot{Q}_s$  e  $\dot{Q}_{gen}$  são, respectivamente, as

taxas de transferência de calor através das paredes leste, oeste, do topo, do fundo, norte, sul e a geração de calor dentro do elemento.

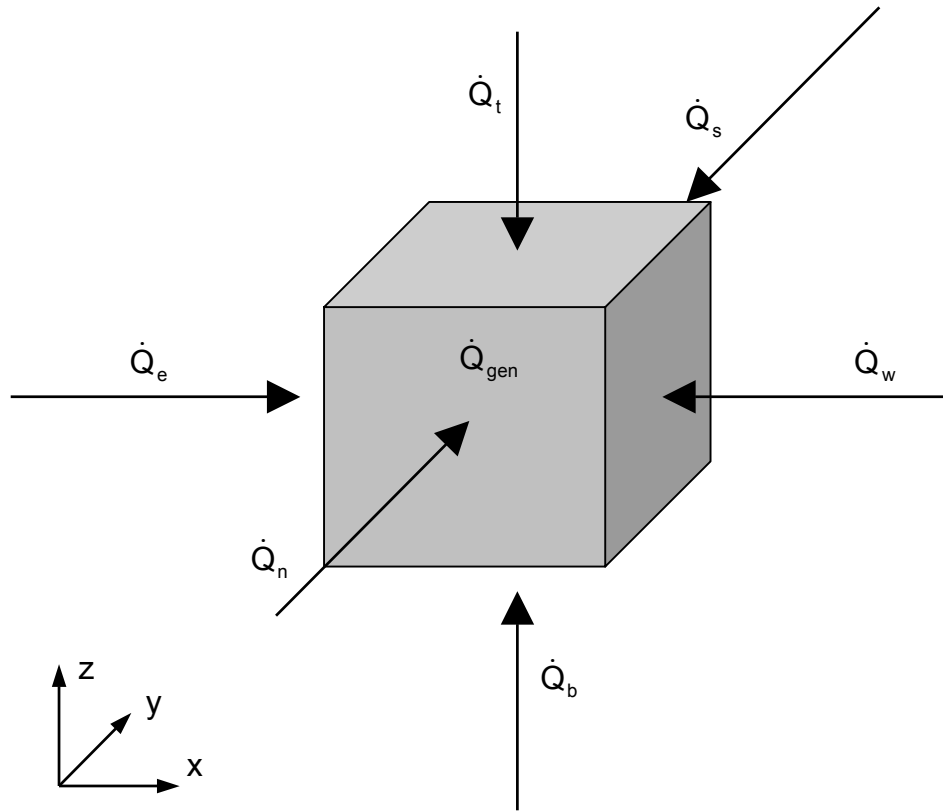


Figura 3.1 - Elemento de volume típico com interações de transferência de calor

Um balanço de energia é aplicado às paredes externas do gabinete para determinar as temperaturas externas das paredes, levando em conta os efeitos da radiação solar, quando presente:

$$\frac{dT_{p,j}}{dt} = \left[ \frac{q_p''}{\rho c e} \right]_j, \quad j = e, w, n, s, t \quad (3.2)$$

onde  $T_{p,j}$  são as temperaturas externas nas paredes,  $q_p''$  são os fluxos de calor através das paredes do gabinete e  $e$  é a espessura da parede externa.

As Equações (3.1) e (3.2) estabelecem um problema de valor inicial a ser resolvido, determinando o campo de temperaturas dentro do gabinete e as cinco temperaturas das paredes externas em qualquer instante do tempo, para condições iniciais  $T_{i0}$  ( $1 \leq i \leq N$ ) e  $T_{p,j0}$  ( $1 \leq j \leq S$ ).

Na sequência, a umidade relativa em cada elemento de ar (campo de umidades relativas) resulta do campo de temperaturas. Considerando-se o gabinete como um sistema fechado, e assumindo-se um campo de umidades relativas inicial conhecido,  $\phi_{i0}$ .

Primeiro, a pressão de vapor inicial é calculada como segue:

$$p_{v,i} = \phi_{i0} \cdot p_{vs}(T_{i0}) \quad (3.3)$$

onde  $p_{v,i}$  é a pressão parcial de vapor da célula,  $\phi_{i0}$  é a umidade relativa inicial da célula e  $p_{vs}(T_{i0})$  é a pressão de saturação da água na temperatura  $T_{i0}$ .

Como o gabinete é um sistema fechado, assume-se que a umidade absoluta em cada elemento de volume permanece constante durante toda simulação. Então, a umidade relativa em cada elemento que contém ar é calculada por:

$$\phi_i = \frac{p_{v,i}}{p_{vs}(T_i)} \quad (3.4)$$

onde  $\phi_i$  é a umidade relativa da célula e  $p_{vs}(T_i)$  é a pressão de saturação da água na temperatura  $T_i$ .

Quando o elemento contém equipamento sólido,  $\phi_i = 0$ .

### 3.1.1.2 - Elementos

Correlações empíricas (BEJAN, 1993 ; BEJAN 1995a) são utilizadas para calcular os fluxos de calor através das faces de cada volume elementar. Todas alternativas possíveis foram consideradas, i.e., três tipos de interação de energia podem ocorrer: (i) ar-sólido, (ii) ar-ar, ou (iii) sólido-sólido.

Cada elemento possui quatro faces laterais, que foram denominadas leste, oeste, norte e sul, mais as faces topo e fundo. Existem duas possibilidades para cada face, i.e., a face pode estar em contato com a parede do gabinete ou com outro elemento. A análise é dividida, portanto, em faces laterais, de topo e de fundo.

(1) Face lateral em contato com uma parede.

Considerando as quatro faces laterais, um elemento pode ter ar ou sólido e suas faces podem estar em contato com um lado da parede do gabinete. Então, a transferência de calor será por convecção na parede vertical, quando houver ar no elemento, ou por condução pura quando for sólido dentro do elemento. É também conhecido que, para gabinetes com paredes duplas com ar (ou outro material isolante) internamente, a condição geométrica  $H/\delta \gg 1$  estabelece que a condução entre duas paredes é dominante, i.e., um limite de enclosura alta, como mostrado na Fig. 3.2 .

O fluxo de calor através da face do elemento é, portanto, calculado em dois passos, quando há ar no interior do elemento. Primeiramente, a temperatura interna da parede do gabinete na região em contato com o elemento,  $T_{l,i}$  é determinada por:

$$\frac{T_{p,j} - T_i}{\left( \frac{1}{h} + \frac{e}{k_w} + \frac{\delta}{k_{ins}} \right)} = h_l (T_{l,i} - T_i), \quad l = e, w, n, s \quad (3.5)$$

onde  $\delta$  é o espaçamento entre paredes,  $k_w$  é a condutividade térmica do material da parede e  $k_{ins}$  é a condutividade térmica do isolante.

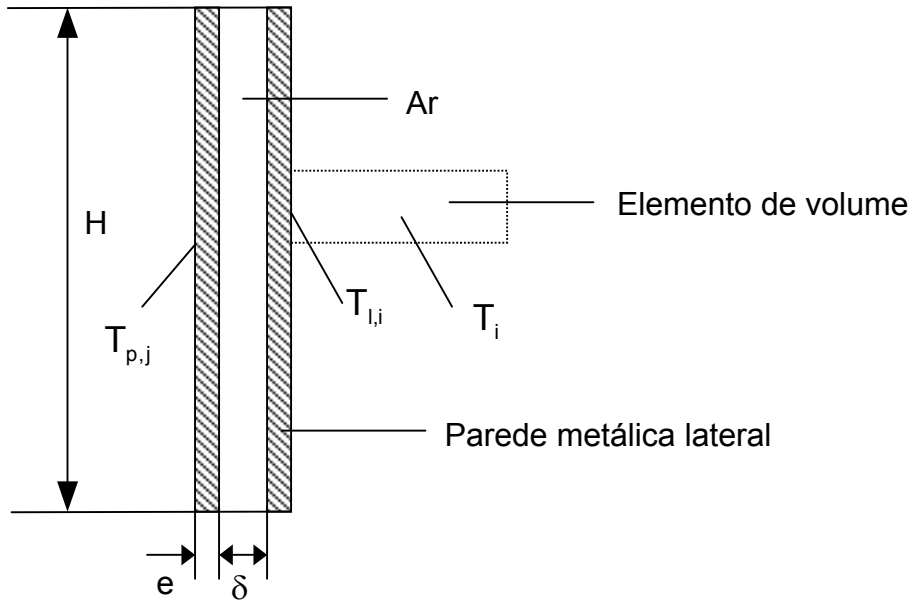


Figura 3.2 - Esquema de parede dupla metálica

O coeficiente de transferência de calor,  $h_l$  (CHURCHILL e CHU, 1975) é dado por:

$$h_l = \frac{k_{ar}}{l_{z,i}} \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_l^{1/6}}{\left[ 1 + (0,492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.6)$$

onde  $k_{ar}$  é a condutividade térmica do ar,  $l_{z,i}$  é a altura da célula,  $Pr$  é o número de Prandtl do ar e  $Ra_l$  é dado por:

$$Ra_l = \frac{g\beta}{\alpha\nu} H^3 |T_{l,i} - T_i| \quad (3.7)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrica térmica do ar,  $\alpha$  é a difusividade térmica do ar,  $\nu$  é a viscosidade cinemática do ar e

H é a altura da parede. A correlação empírica mostrada na Eq. (3.6) é válida para  $10^{-1} < Ra_l < 10^{12}$  e para todos números de Prandtl (BEJAN, 1995b, p. 192).

A Equação (3.7) é válida para a faixa completa de números de Rayleigh (escoamento laminar, transição e turbulento). As propriedades do ar são avaliadas na temperatura de filme, i.e.,  $T_{filme} = (T_{l,i} + T_i)/2$ .

A seguir, conhecendo  $T_{l,i}$ , o correspondente fluxo de calor através da face lateral é obtido por condução pura através da parede do gabinete no local em contato com o volume elementar i :

$$\dot{Q}_{l,i} = - \left( \frac{e}{k_w} + \frac{\delta}{k_{ins}} \right)^{-1} A_{l,i} (T_{l,i} - T_{p,j}), \quad l = e, w, n, s \quad (3.8)$$

onde  $A_{l,i}$  é a área da face da célula em contato com a parede interna.

Na outra possibilidade, i.e., quando há equipamento sólido no elemento, o fluxo de calor através da face lateral é diretamente calculado por condução pura através da parede e o elemento com:

$$\dot{Q}_{l,i} = -U_{l,i} A_{l,i} (T_i - T_{p,j}), \quad l = e, w, n, s \quad (3.9)$$

onde o coeficiente global de transferência de calor,  $U_{l,i}$ , é dado por:

$$U_{l,i} = \frac{1}{\frac{l_{m,i}}{k_i} + \left( \frac{e}{k_w} + \frac{\delta}{k_{ins}} \right)_l} \quad (3.10)$$

onde  $l_{m,i}$  pode ser tanto o comprimento quanto a largura da célula, de acordo com o índice m (x ou y), se a face lateral é leste/oeste ou norte/sul ; e  $k_i$  é a condutividade térmica da célula.

Finalmente,  $T_{l,i}$  é calculada por:

$$T_{l,i} = T_{p,j} - \frac{\dot{Q}_{l,i}}{\left( \frac{e}{k_w} + \frac{\delta}{k_{ins}} \right)_l^{-1} A_{l,i}}, \quad l = e, w, n, s \quad (3.11)$$

(2) Face lateral em contato com outro elemento.

O elemento pode ter ar ou equipamento sólido dentro, mas em ambos os casos somente condução de calor ocorre entre elementos adjacentes, i.e., se ambos possuem ar (i.e., nenhum movimento relativo entre camada de ar) ou equipamento sólido dentro. A outra possibilidade é uma interação ar/sólido entre os dois elementos, então a transferência de calor através da face do elemento é definida por convecção.

Para um contato ar/ar, o fluxo de calor é dado por:

$$\dot{Q}_{l,i} = -U_{l,i} A_{l,i} (T_i - T_a) \quad (3.12)$$

onde  $a$  é o número do elemento adjacente, e:

$$U_{l,i} = \frac{k_{ar}}{(l_{m,i} + l_{m,a})/2} \quad (3.13)$$

onde  $l_{m,i}$  e  $l_{m,a}$  pode tanto ser o comprimento quanto a largura da célula, de acordo com o índice  $m$  ( $x$  ou  $y$ ), se a face da célula de número  $i$  ou  $a$  é leste/oeste ou norte/sul, respectivamente.

Para um contato sólido/sólido, o fluxo de calor é também obtido a partir da Eq. (3.12), onde desta vez:



$$U_{l,i} = \frac{1}{\frac{l_{m,i}/2}{k_i} + \frac{l_{m,a}/2}{k_a}} \quad (3.14)$$

Quando o contato é do tipo ar/sólido, duas possibilidades devem ser consideradas, i.e., com e sem geração de calor no elemento sólido, tal que o apropriado coeficiente de transferência de calor,  $h_l$ , é calculado como na Eq. (3.6) sem geração de calor, e (CHURCHILL e CHU, 1975), com geração de calor:

$$h_l = \frac{k_{ar}}{l_{z,i}} \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_l^{1/6}}{\left[ 1 + (0,437 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.15)$$

onde, em ambos casos:

$$Ra_l = \frac{g\beta}{\alpha\nu} H^3 |T_i - T_a| \quad (3.16)$$

onde, tanto  $T_i$  ou  $T_a$  é considerada a temperatura média de parede de um elemento sólido quando há geração de calor no elemento. A correlação empírica relatada na Eq. (3.15) é válida para  $10^{-1} < Ra_l < 10^{12}$  e para todos números de Prandtl (BEJAN, 1995a, p. 192).

Na sequência, o coeficiente de transferência de calor global entre dois elementos adjacentes é determinado por:

$$U_{l,i} = \frac{1}{\frac{1}{h_l} + \frac{l_{m,c}/2}{k_c}} \quad (3.17)$$

onde o índice  $c$  é o número do elemento sólido.

O fluxo de calor através da face lateral do elemento é então calculado usando a Eq. (3.12), com o coeficiente global de transferência de calor,  $U_{l,i}$ , dado pela Eq. (3.17).

(3) Face de topo/fundo em contato com parede topo/fundo.

Existem duas possibilidades para analisar, i.e., o elemento pode ter ar ou equipamento em seu interior. Quando há ar dentro do elemento, a Eq. (3.5) é utilizada para calcular  $T_{l,i}$ , a temperatura interna na parede na região da parede de topo em contato com o elemento, com o índice  $l = t, b$  (parede de topo, fundo), onde, a Eq. (3.6) é utilizada para determinar o coeficiente de transferência de calor, substituindo  $l_{z,i}$  pelo comprimento médio varrido a seguir :

$$l_{av,i} = \frac{l_{x,i} + l_{y,i}}{2} \quad (3.18)$$

O fluxo de calor através da superfície de topo ou fundo é então calculado usando a Eq. (3.8), com o índice  $l = t, b$  (parede de topo, fundo). Quando há equipamento sólido no elemento, o fluxo de calor é obtido com as Eqs. (3.9) e (3.10), com o índice  $l = t, b$  (parede de topo, fundo), e substituindo  $l_{m,i}$  por  $l_{z,i}$ .

Para a superfície de fundo em contato com a parede de fundo, nas Eqs. (3.5) e (3.9),  $T_{p,j}$  é substituído pela temperatura do solo,  $T_g$ , que é assumida constante.

(4) Face de topo/fundo em contato com outro elemento.

Como qualquer elemento pode conter ar ou equipamento sólido, três tipos de interação devem ser levadas em consideração, i.e., (i) ar/ar, (ii) ar/sólido e (iii) sólido/sólido.

(i) ar/ar

Quando ambos elementos contém ar, o fluxo de calor é dado por:

$$\dot{Q}_{l,i} = \dot{m}_{l,i} c_{p,ar} (T_a - T_i), \quad l = t, b \quad (3.19)$$

onde

$$\dot{m}_{l,i} = \rho_{ar} V_i \frac{A_{l,i}}{2} \quad (3.20)$$

e

$$V_i = \alpha \left( \frac{g\beta}{\alpha_V} |T_a - T_i| H \right)^{1/2} \quad (3.21)$$

A Equação (3.21) é a escala representativa da velocidade do ar atravessando a superfície de topo/fundo do elemento para escoamentos interno em convecção natural (BEJAN, 1995a). Na Equação (3.20) assumiu-se que metade da superfície de topo/fundo do elemento é atravessada pelo ar na direção para cima, e a outra metade na direção oposta.

(ii) ar/sólido

O fluxo de calor através da face topo/fundo do elemento é obtida pela Eq. (3.12). O índice  $l = t, b$  e  $U_{l,i}$  são calculadas com as Eqs. (3.6), (3.15) e (3.17), onde  $l_{z,i}$  é substituído pelo comprimento médio varrido,  $l_{av,i}$ , dado pela Eq. (3.18) e  $l_{m,c}$  é substituído por  $l_{z,c}$ .

(iii) sólido/sólido

Quando ambos elementos são partes sólidas de equipamentos, o fluxo de calor também é obtido pela Eq. (3.12), com  $U_{l,i}$  dado pela Eq. (3.14), onde o índice  $l$  é  $t$  ou  $b$ . Os comprimentos  $l_{m,i}$  e  $l_{m,a}$  são substituídos por  $l_{z,i}$  e  $l_{z,a}$ , respectivamente.

### 3.1.1.3 - Paredes externas

As temperaturas nas paredes externas são obtidas para as cinco paredes do gabinete (leste, oeste, norte, sul e topo), através da Eq. (3.2), onde:

$$q''_{p,j} = (q''_{rad_{abs}} + q''_{rad_{emt}} + q''_{conv} + q''_{cond})_j \quad j = e, w, n, s, t \quad (3.22)$$

onde cada parcela de transferência de calor está ilustrada na Fig. 3.3 .

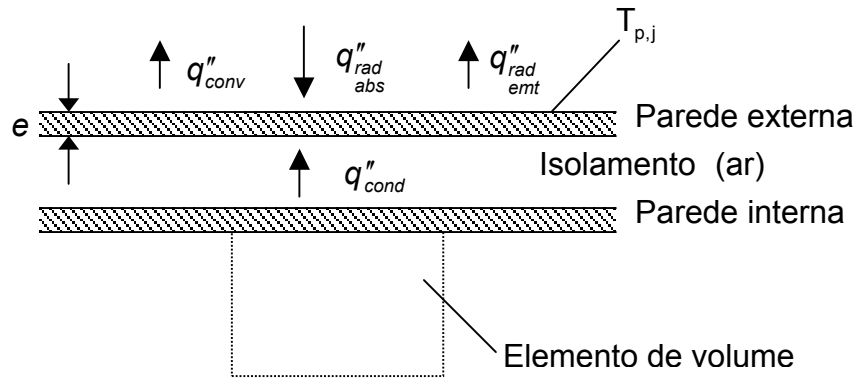


Figura 3.3 - Interações térmicas através de parede externa de gabinete

Portanto, os fluxos de calor através das paredes laterais e de topo do gabinete,  $q''_{p,j}$ , são determinados considerando a incidência solar, quando presente, utilizando a seguinte equação:

$$q''_{p,j} = \alpha_j I + \varepsilon_j \sigma (T_{céu}^4 - T_{p,j}^4) + h_j (T_{\infty} - T_{p,j}) - \left( \frac{e}{k_w} + \frac{\delta}{k_{ins}} \right)^{-1} (T_{p,j} - T_{l,av}) \quad (3.23)$$

$$j = e, w, n, s, t$$

onde o primeiro termo representa a parcela da radiação solar média (DUFFIE e BECKMAN, 1974) absorvida pela parede, quando há incidência solar;  $T_{céu} \approx T_{\infty} - 6$ , i.e., a temperatura do céu aproximada (SWINBANK al., 1963; WHILLIER, 1967) e  $T_{l,av}$  é a temperatura média da parede interna.

As Equações (3.1) e (3.2), com as condições iniciais, formam um sistema de  $N+5$  equações diferenciais ordinárias com incógnitas  $T_i$  e  $T_{p,j}$ , i.e., as temperaturas no centro de cada elemento de volume ( $N$  elementos de volume) e as cinco temperaturas das paredes externas, onde  $j = e, w, n, s$  e  $t$ .

Uma vez que as temperaturas no centro de cada elemento de volume sejam conhecidas, a correspondente umidade relativa resulta das Eqs. (3.3) e (3.4). No próximo item, dois métodos para integrar esse sistema de equações até o regime permanente serão descritos.

### 3.1.2 - Integração numérica

Partindo de condições iniciais conhecidas, a solução é calculada precisamente no tempo até que o regime permanente é encontrado. O sistema de equações transientes é integrado explicitamente no tempo usando o método de Runge-Kutta de quarta-quinta ordem com passo adaptativo (KINCAID e CHENEY, 1991). O passo no tempo é automaticamente ajustado de acordo com o erro de truncamento local, o qual é mantido abaixo da tolerância especificada ( $10^{-6}$  neste estudo).

Se a solução transiente não é de interesse, o sistema é resolvido diretamente para a solução em regime permanente. Os termos com derivadas no tempo das Eqs. (3.1) e (3.2) são igualados a zero e um sistema de  $N+5$  equações algébricas não-lineares é obtido. Neste caso, as incógnitas são as temperaturas de regime permanente no centro de cada elemento de volume e cinco temperaturas nas paredes externas. O sistema de equações algébricas não-lineares é resolvido utilizando o método de quasi-Newton (KINCAID e CHENEY, 1991). O sistema de equações é linearizado com relação às temperaturas no centro da célula, após o que as umidades relativas são calculadas usando as Eqs. (3.3) e (3.4).

Em cada passo de Newton, o sistema linear de equações é heptadiagonal e pode ser resolvido com muita eficiência usando um algoritmo de bloco diagonal. Nos casos estudados, o processo iterativo de Newton necessitou de sete iterações

para alcançar a convergência, i.e., a norma Euclidiana do resíduo do sistema foi menor que  $10^{-6}$ . Portanto, um tempo de computação baixo foi requerido para obter a solução em regime permanente em todos os casos.

## **3.2 - Experimentos**

### **3.2.1 - Gabinete experimental**

Uma bancada experimental foi construída em laboratório para produzir os dados experimentais necessários para validar o modelo numérico que prevê o campo de temperaturas e umidades relativas dentro de gabinetes sujeitos a condições de contorno conhecidas. A Figura 3.4 mostra um desenho esquemático da parte interna de um gabinete metálico de parede dupla feito com aço-carbono que foi utilizado nos experimentos, com dimensões internas de 346 x 485 x 470 mm, 3 mm de espessura de parede e 30 mm de espaçamento de parede.

Na parede traseira do gabinete um orifício de 35 mm de diâmetro foi feito para permitir a passagem de todos cabos que conectam os sensores de temperatura (termistores) a um sistema de aquisição de dados. O orifício foi em seguida vedado com borracha de silicone.

Duas paredes internas de acrílico foram colocadas dentro do gabinete de acordo com a Fig. 3.4, com o objetivo de dividir o ambiente interno de maneira similar aos gabinetes reais. Duas fontes de calor (resistências elétricas) foram montadas dentro de duas peças de aço-carbono, com dimensões externas de 25 x 25 x 85 mm, e posicionadas dentro do gabinete como mostra a Fig. 3.4. As fontes de calor têm a finalidade de simular a geração de calor durante a operação de componentes eletrônicos reais. As fontes de calor foram alimentadas com uma fonte de tensão variável do tipo DMM EMG 18136, de 1% de incerteza relativa.

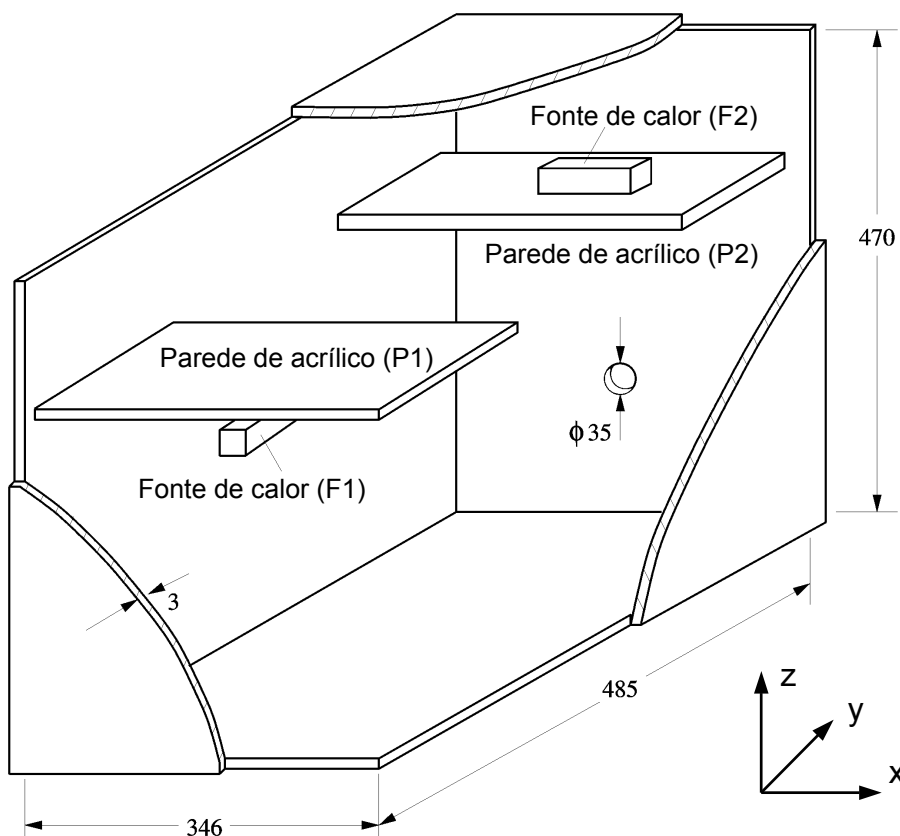


Figura 3.4 - Esquema do gabinete experimental

### 3.2.2 - Sensores de temperatura

Quarenta e seis termistores de alta precisão do tipo YSI 44004 ( $2250 \, \Omega$  de resistência a  $25 \, ^\circ\text{C}$ ) foram colocados dentro do gabinete, e um, do mesmo tipo, fora do gabinete para monitorar a temperatura do ambiente externo. Cada termistor possui o diâmetro padrão de 2,4 mm. Uma camada de pasta térmica foi colocada entre o termistor e a superfície do sólido, onde quer que fosse necessário medir a temperatura de um componente sólido.

De maneira a manter as mesmas condições de temperatura ambiente e umidade durante os experimentos, estes foram realizados dentro de uma estufa de temperatura e umidade controladas. Duas condições ambientais foram testadas, i.e., 290,65 K e 309,65 K ( $17,5$  e  $36,5 \, ^\circ\text{C}$ ), com 80% de umidade relativa em ambos casos.

O trabalho experimental envolveu a aquisição de dados de temperatura em tempo real, o que foi obtido através do uso de sistema composto de uma placa “data logger” AX5810 (AXIOM, 1992a) e quatro multiplexadoras AX758 (AXIOM, 1992b), permitindo a aquisição de dados em intervalos de 1/256 segundos. Todos dados foram processados com a aplicação de programa apropriado para converter os sinais dos sensores em temperaturas medidas.

Os termistores foram calibrados em laboratório para determinar os erros aleatórios e sistemáticos, através de imersão em banho de temperatura controlada, mantida constante por circulação de líquido. Um total de 64 medidas foram realizadas em 293,15 , 303,15 e 333,15 K para cada termistor. O maior desvio padrão deste conjunto de medidas foi 0,005 K, e portanto a incerteza intrínseca (limite “bias”) foi calculada em  $\pm 0,01$  K para todos os termistores; este limite “bias” é superior ao limite  $\pm 0,0003$  K para os mesmos tipos de termistores utilizados em experimentos em convecção natural (HOWLE et al., 1992) e com o limite “bias” listado em um manual de instrumentação (DALLY et al., 1993).



Duas condições experimentais foram selecionadas como descritas na Tabela 3.1 .

Tabela 3.1 - Condições experimentais

Condições experimentais	Experimento 1	Experimento 2
Temperatura ambiente externa	290,65 K	309,65 K
Umidade relativa externa	80 %	80 %
Potência dissipada na fonte 1 (F1)	2,1 W	3,1 W
Potência dissipada na fonte 2 (F2)	1,1 W	4,3 W
Potência total dissipada (F1 + F2)	3,2 W	7,4 W

Para cada condição experimental três ensaios foram realizados, e as condições de regime permanente foram alcançadas após duas horas em ambos os experimentos. O limite de precisão para cada medida de temperatura foi calculada como duas vezes o desvio padrão dos três ensaios (ASME, 1993).

No experimento 1, o maior limite de precisão foi observado na fonte 1, 3,1 K, e no experimento 2, 4,3 K. Portanto, o limite “bias” dos termistores foi considerado desprezível em comparação com o limite de precisão dos experimentos.

No intuito de buscar a melhor precisão possível para as medições experimentais reportadas, foi adotado o critério de utilizar a maior incerteza calculada nas medições para todos os pontos de medição. Assim, as incertezas das medidas de temperatura,  $U_{T,i}$ , foram tomadas como sendo iguais às maiores incertezas observadas em cada experimento:

$$U_{T,i} = (U_{T,r})_{\text{máx}} \quad r = \text{experimento 1 ou experimento 2} \quad (3.24)$$

### **3.3 - Resultados e discussão**

Resultados numéricos foram obtidos com o modelo computacional descrito na seção 3.1 . Os dados de entrada para a simulação computacional do comportamento do gabinete foram selecionados de acordo com a geometria e objetos internos do gabinete testado experimentalmente, nas condições especificadas na Tabela 3.1 .

O objetivo foi o de verificar a precisão dos resultados numéricos das simulações em comparação com os dados experimentais medidos, sob as mesmas condições. Assim, os dados de entrada foram os mesmos, tanto para os experimentos como para as simulações numéricas.

#### **3.3.1 - Refinamento de malha**

A convergência dos resultados numéricos foi verificada por sucessivos refinamentos de malhas (ASME, 1994). Para tanto, foi monitorada a variação da solução numérica em dois pontos representativos selecionados, i.e., nas fontes de calor 1 e 2.

Na Figura 3.5, apresenta-se um esquema da malha 1, na forma de vistas rebatidas dos planos y e z, e a na figura 3.6 apresenta-se a vista em perspectiva da malha 1 que representa o gabinete metálico utilizado para validação experimental do modelo desenvolvido excluindo as paredes laterais de 3 mm.

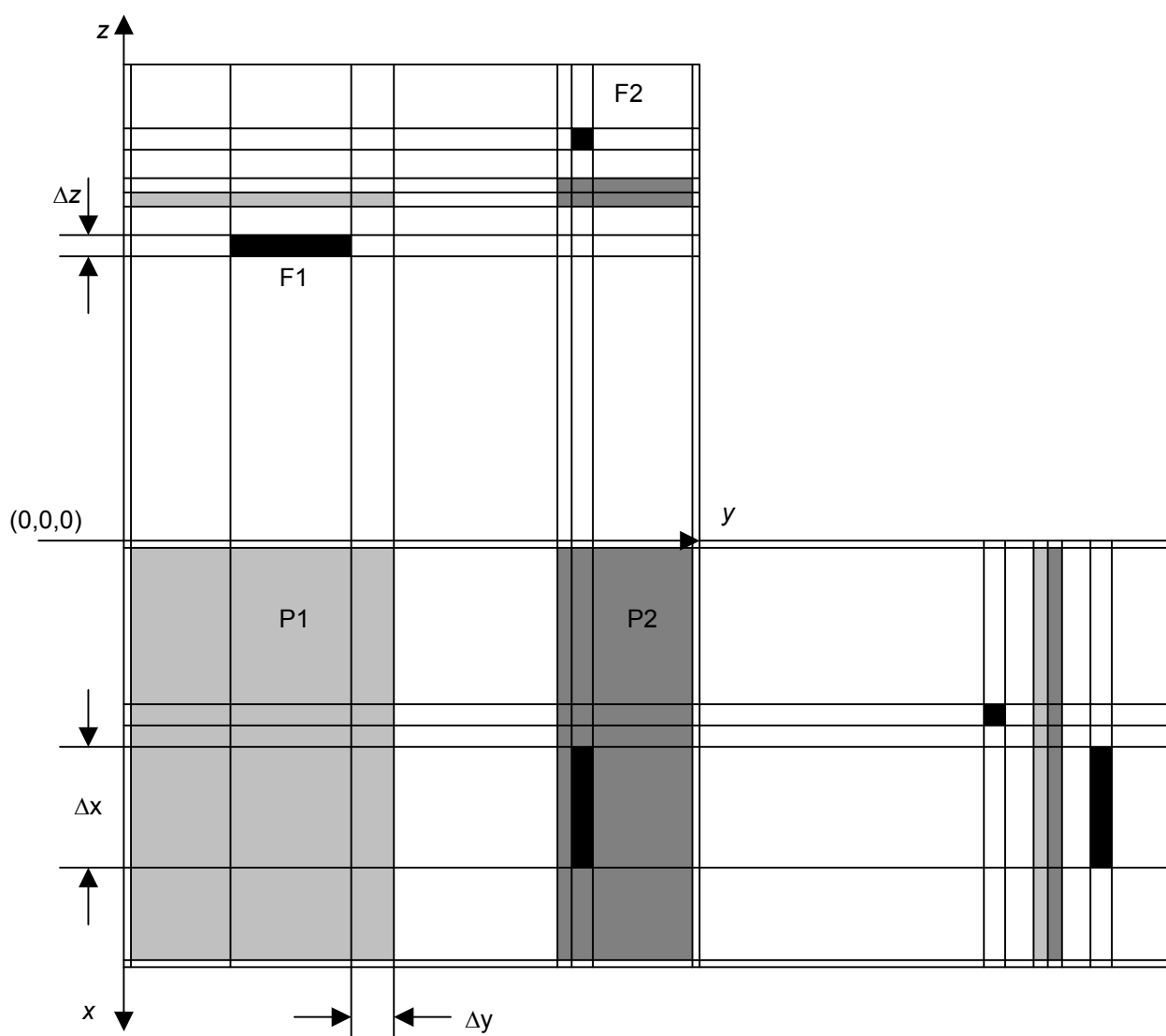


Figura 3.5 - Desenho (vistas rebatidas) do gabinete metálico de paredes duplas utilizado nos experimentos (malha 1)

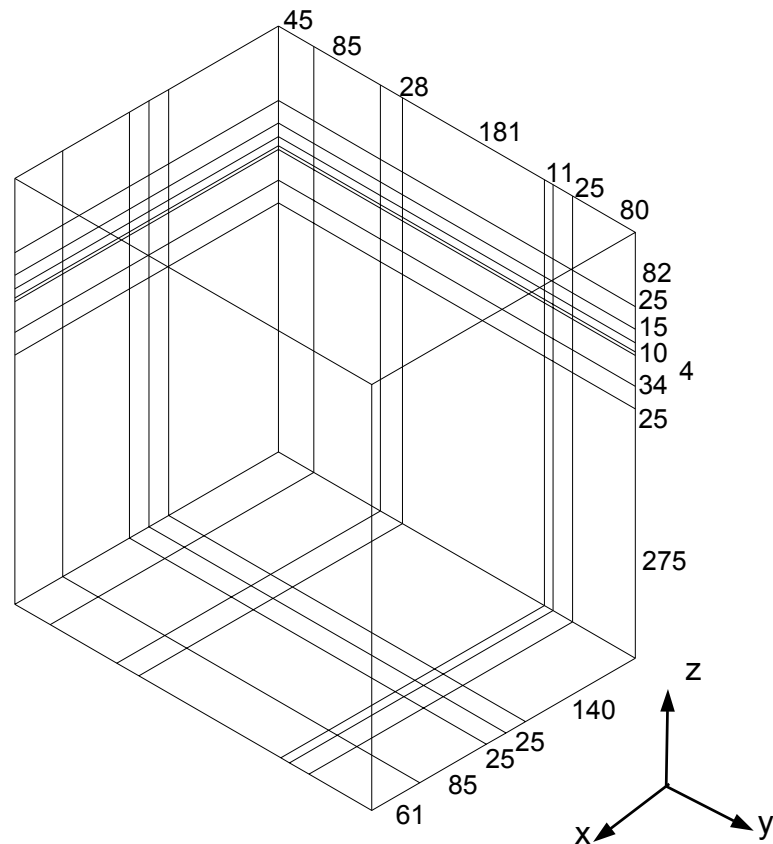


Figura 3.6 - Desenho em perspectiva do gabinete metálico (malha 1)

A Tabela 3.2 mostra os valores dos incrementos de malha  $\Delta x$ ,  $\Delta y$  e  $\Delta z$  para a malha 1.

Tabela 3.2- Dimensões dos incrementos - Malha 1

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Delta x$ (mm)	3	140	25	25	85	61	3	-	-
$\Delta y$ (mm)	3	45	85	28	181	11	25	80	3
$\Delta z$ (mm)	275	25	34	4	10	15	25	82	-

O critério de convergência entre duas malhas sucessivas é dado por :

$$\epsilon = \frac{\theta(\text{malha 1}) - \theta(\text{malha 2})}{\theta(\text{malha 1})} \leq 0,01 \quad (3.25)$$

onde  $\theta$  (malha1 ou malha2) é o valor da temperatura adimensional calculada com:

$$\theta = \frac{T}{T_{ESP}} \quad (3.26)$$

Na Eq. (3.26),  $T_{ESP}$ , é a temperatura máxima admitida de operação de equipamentos eletrônicos, que foi fixada em 353,15 K (80 °C). A Tabela 3.3 mostra o resultado do refinamento. A malha 1 consiste de 504 células (7 células na direção x, 9 células na direção y e 8 células na direção z) e a malha 2 consiste de 3.060 células (14 células na direção x, 18 células na direção y e 16 células na direção z).

Tabela 3.3 - Teste de convergência numérica (refinamento de malha)

Fonte	Experimento 1			Experimento 2		
	T (Malha-1)	T (Malha-2)	$\epsilon$ Eq.( 3.25)	T (Malha-1)	T (Malha-2)	$\epsilon$ Eq.( 3.25)
Fonte 1 - F1	306,15 K	306,47 K	0,0010	332,41 K	330,25 K	0,0065
Fonte 2 - F2	308,05 K	309,90 K	0,0060	345,68 K	348,57 K	0,0084

O critério definido na Eq. (3.25) indica que a densidade de malha 1 é suficiente. Assim, garante-se a precisa convergência de malha, nas soluções de temperatura e umidade relativa para a presente configuração.

### 3.3.2 - Comparação numérico-experimental

Os resultados numéricos foram pós-processados para comparar graficamente as iso-linhas em planos selecionados e iso-superfícies dentro do domínio. O gráfico 3.1 apresenta a distribuição de temperatura ao longo de uma reta perpendicular ao plano xz, no ponto (x,z) = (117 mm ,153 mm). A linha contínua representa os resultados numéricos obtidos, tanto para o experimento 1 quanto para o experimento 2.

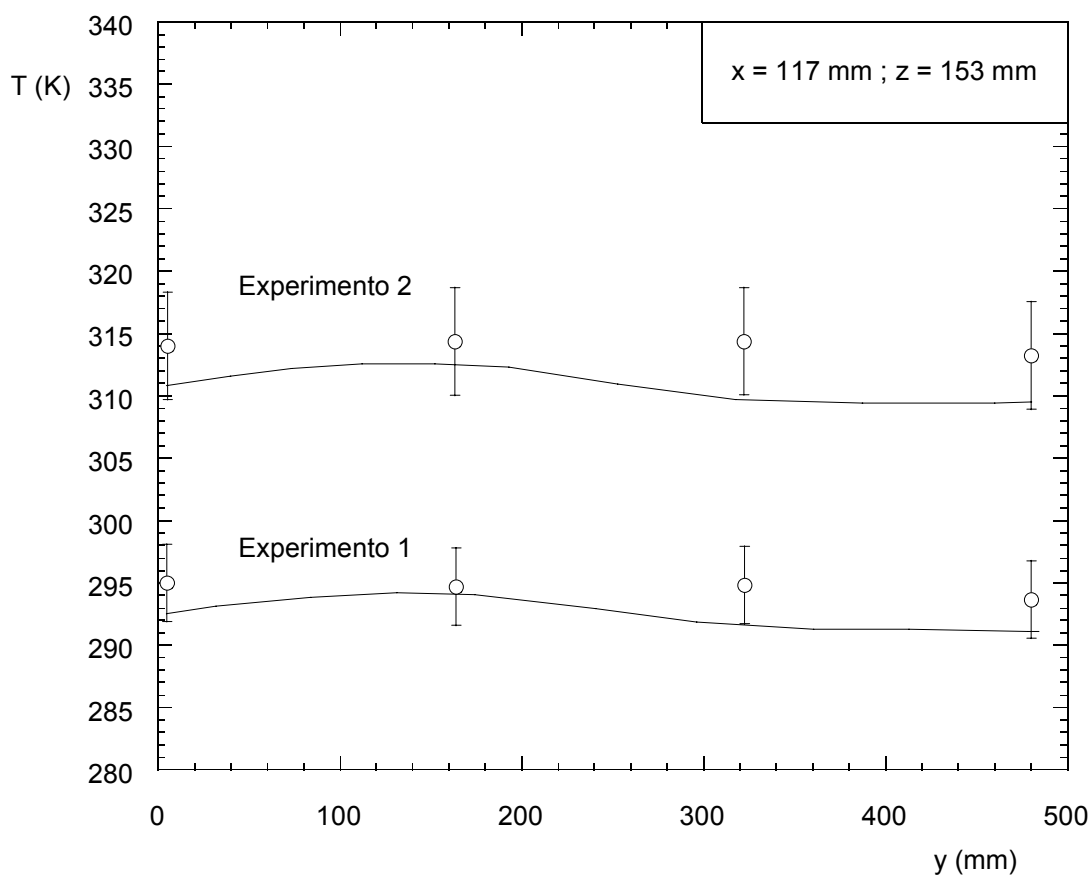


Gráfico 3.1 - Comparação entre resultados experimental e numérico ao longo da linha reta perpendicular ao plano xz, no ponto  $(x,z)=(117,153)$  [mm]

Quatro termistores foram colocados ao longo da linha especificada, e os círculos com barras de erros representam as medidas experimentais. Os resultados numéricos e experimentais apresentam boa concordância em ambos experimentos.

Os gráficos 3.2 e 3.3 mostram comparações similares em linhas retas perpendiculares aos planos yz e xy, respectivamente. Novamente, os resultados numéricos e experimentais apresentam boa concordância.

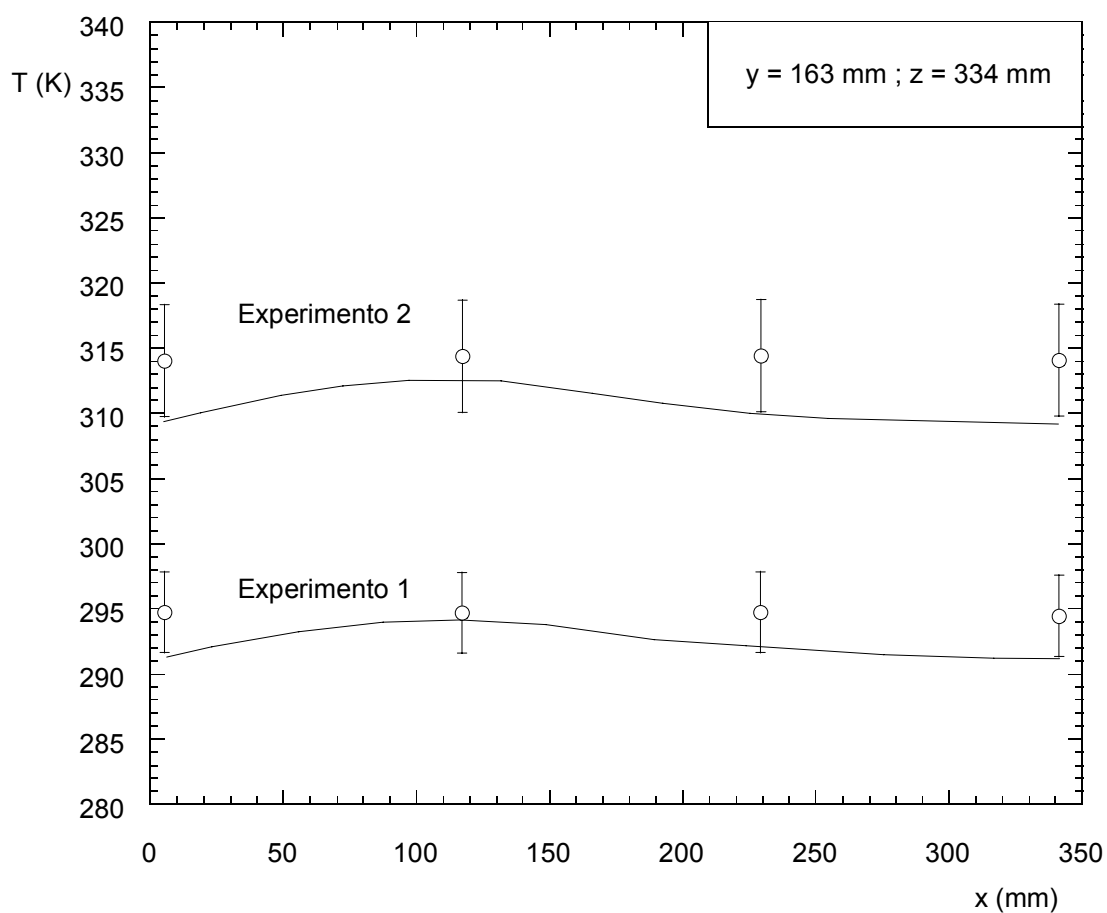


Gráfico 3.2 - Comparação entre resultados experimentais e numéricos ao longo da linha reta perpendicular ao plano yz, no ponto  $(y,z)=(163,334)$  [mm]

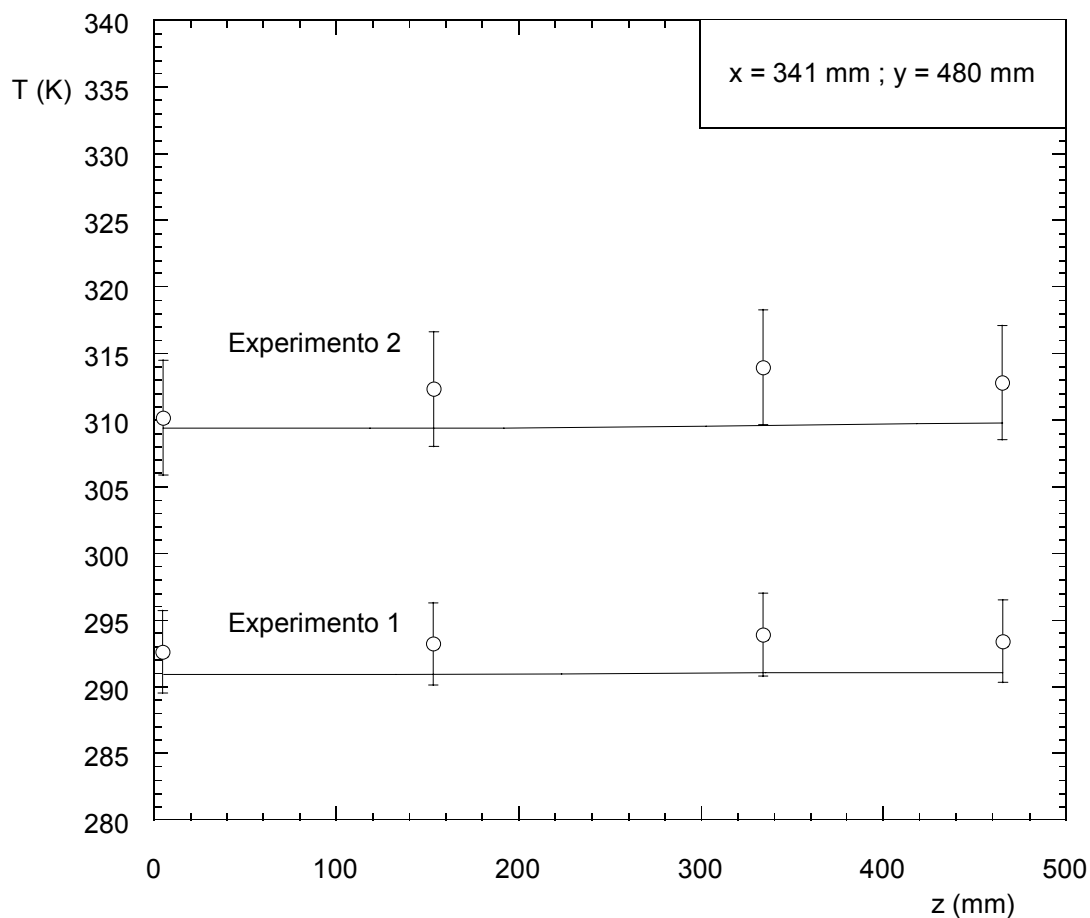


Gráfico 3.3 - Comparação entre resultados experimental e numérico ao longo da linha reta perpendicular ao plano xy, no ponto  $(x,y)=(341,480)$  [mm]

Uma comparação entre as temperaturas calculadas numérica e experimentalmente em 46 pontos dentro do gabinete de teste é apresentada na Tabela 3.4. A localização do termistor na fonte de calor (na superfície da fonte) e o centro do elemento de volume (centro da fonte) não coincidem. No entanto, apesar disto, a concordância de valor é muito boa, uma vez que o material da fonte (aço carbono), possui alta condutividade térmica, e portanto, não se observam altos gradientes de temperatura na fonte de calor.



Tabela 3.4- Comparação entre temperaturas numérica e experimental

Número termistor	Posição			Caso 1			Caso 2		
	x	y	z	T (K)	T (K)	e <sub>p</sub>	T (K)	T (K)	e <sub>p</sub>
	(mm)	(mm)	(mm)	Numérico	Experim.	%	Numérico	Experim.	%
1	5	5	5	291,15	292,65	0,51	309,25	309,85	0,19
2	5	480	5	291,05	292,45	0,48	309,35	309,85	0,16
3	341	480	5	291,05	292,45	0,48	309,05	310,75	0,55
4	341	480	5	291,05	292,65	0,55	309,45	310,25	0,26
5	5	5	153	291,15	293,55	0,82	309,25	312,45	1,02
6	5	163	153	291,25	293,65	0,82	309,15	312,75	1,15
7	5	322	153	291,05	293,35	0,78	308,95	312,35	1,09
8	5	480	153	291,05	293,25	0,75	309,35	311,95	0,83
9	117	5	153	292,25	293,75	0,51	310,35	312,85	0,80
10	117	163	153	293,65	293,55	0,03	311,85	312,65	0,26
11	117	322	153	291,45	293,25	0,61	309,25	312,25	0,96
12	117	480	153	291,05	293,35	0,78	309,35	312,25	0,93
13	229	5	153	291,35	293,65	0,78	309,05	312,75	1,18
14	229	163	153	291,75	293,55	0,61	309,35	312,65	1,06
15	229	322	153	292,55	293,35	0,27	312,95	312,35	0,19
16	229	480	153	291,25	293,25	0,68	309,95	312,25	0,74
17	341	5	153	291,55	293,55	0,68	309,05	312,45	1,09
18	341	163	153	291,15	293,55	0,82	308,95	312,65	1,18
19	341	322	153	291,45	293,25	0,61	310,35	312,35	0,64
20	341	480	153	291,05	293,25	0,75	309,45	312,35	0,93
21	5	5	334	291,15	294,15	1,02	309,35	313,45	1,31
22	5	163	334	291,35	294,75	1,15	309,35	314,05	1,50
23	5	322	334	291,05	293,25	0,75	309,05	313,45	1,40
24	5	480	334	291,05	293,45	0,82	309,45	312,75	1,06
25	117	5	334	292,55	295,05	0,85	310,85	314,05	1,02
26	117	163	334	294,25	294,75	0,17	312,65	314,35	0,54
27	117	322	334	291,65	294,85	1,09	309,75	314,45	1,49
28	117	480	334	291,15	293,65	0,85	309,45	313,25	1,21
29	229	5	334	291,45	294,15	0,92	309,35	313,85	1,43
30	229	163	334	292,05	294,75	0,92	309,95	314,45	1,43
31	229	322	334	293,45	294,45	0,34	315,15	314,85	0,10
32	229	480	334	291,45	294,05	0,88	310,55	313,95	1,08
33	341	5	334	291,05	294,25	1,09	309,25	313,55	1,37
34	341	163	334	291,15	294,45	1,12	309,15	314,05	1,56
35	341	322	334	291,85	294,05	0,75	311,55	314,15	0,83
36	341	480	334	291,15	293,95	0,95	309,65	313,95	1,37
37	5	5	465	291,25	293,45	0,75	309,55	312,35	0,90
38	5	5	465	291,05	293,75	0,92	309,55	313,55	1,28
39	341	341	465	291,05	294,25	1,09	309,35	315,05	1,81
40	341	341	465	291,15	293,45	0,78	309,85	312,85	0,96
41 (F1)	152	87	300	306,15	313,65	2,39	332,41	336,05	1,08
42	168	84	334	300,15	295,95	1,42	320,75	315,65	1,62
43	238	367	348	299,25	299,95	0,23	335,75	329,45	1,91
44	173	243	470	292,25	292,55	0,10	310,85	310,75	0,03
45	173	243	0	291,75	291,45	0,10	309,45	306,05	1,11
46 (F2)	232	362	445	308,05	306,95	0,36	345,65	343,85	0,52

O erro percentual ,  $e_p$  , mostrado na tabela 3.4 é dado por :

$$e_p = \frac{T(\text{numérico}) - T(\text{experimental})}{T(\text{experimental})} \quad (3.26)$$

As comparações mostradas nos gráficos 3.1 a 3.3 e na tabela 3.4 são uma boa indicação de que a simulação computacional reproduz aproximadamente o comportamento real do gabinete testado em duas condições experimentais diferentes. Os resultados experimentais, portanto, validam o modelo numérico desenvolvido. Assim, com o modelo validado, é possível a variação de parâmetros geométricos e operacionais do gabinete em outras simulações. Desta maneira, o modelo possui potencial para ser usado com objetivos de otimização.

Um pós-processador gráfico bi e tri-dimensional foi utilizado para apresentar os resultados numéricos de temperatura e umidade relativa das duas simulações em diferentes planos e superfícies. Os gráficos ilustram como os resultados empregando a metodologia de elementos de volume podem ser usados para visualizar os campos de temperatura e umidade relativa em qualquer ponto do gabinete, a despeito do pequeno número de elementos de volume adotado nas simulações.

Os gráficos 3.4 e 3.5 mostram as distribuições de temperatura e umidade relativa, respectivamente, em um plano yz, para  $x = 0,2175$  m e em um plano xy , para  $z = 0,336$  , em uma perspectiva 3D. Os gráficos se referem ao experimento 2.

No gráfico 3.4 , a segunda fonte de calor (F2) é claramente identificada e, para objetivos de projeto pode ser buscada uma distribuição otimizada de componentes sensíveis a temperatura, verificando-se o tamanho da região quente em torno desta fonte. Da mesma maneira, o gráfico 3.5 identifica região de baixa umidade relativa dentro do gabinete ( $\phi \rightarrow 0$ ).

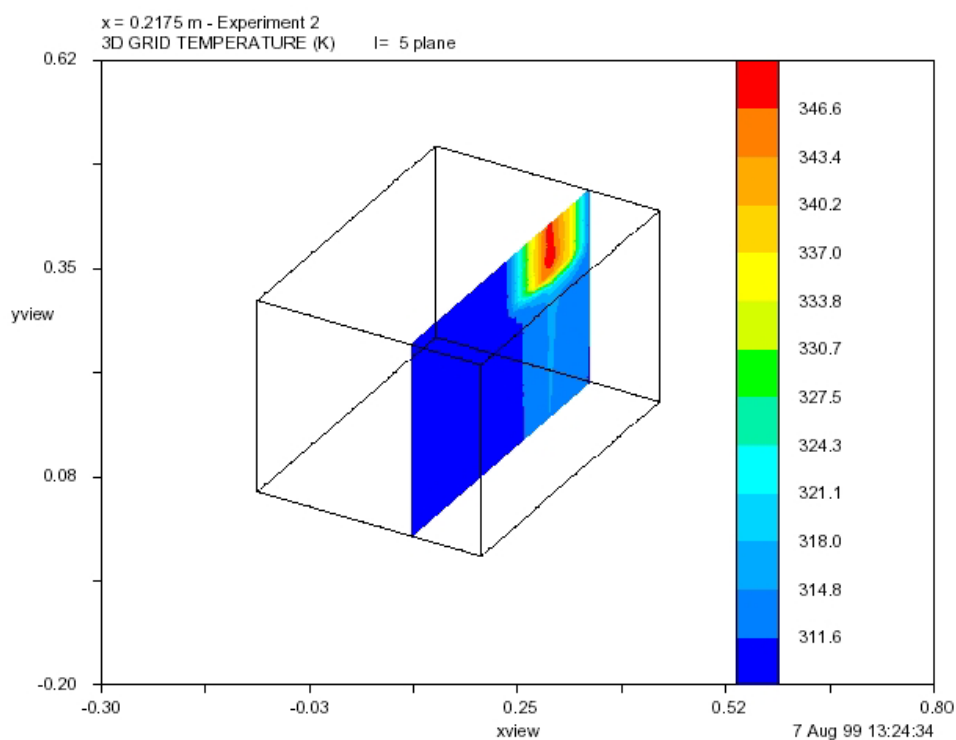


Gráfico 3.4 - Resultados numéricos de temperatura em 3-D no plano yz  
(Experimento 2)

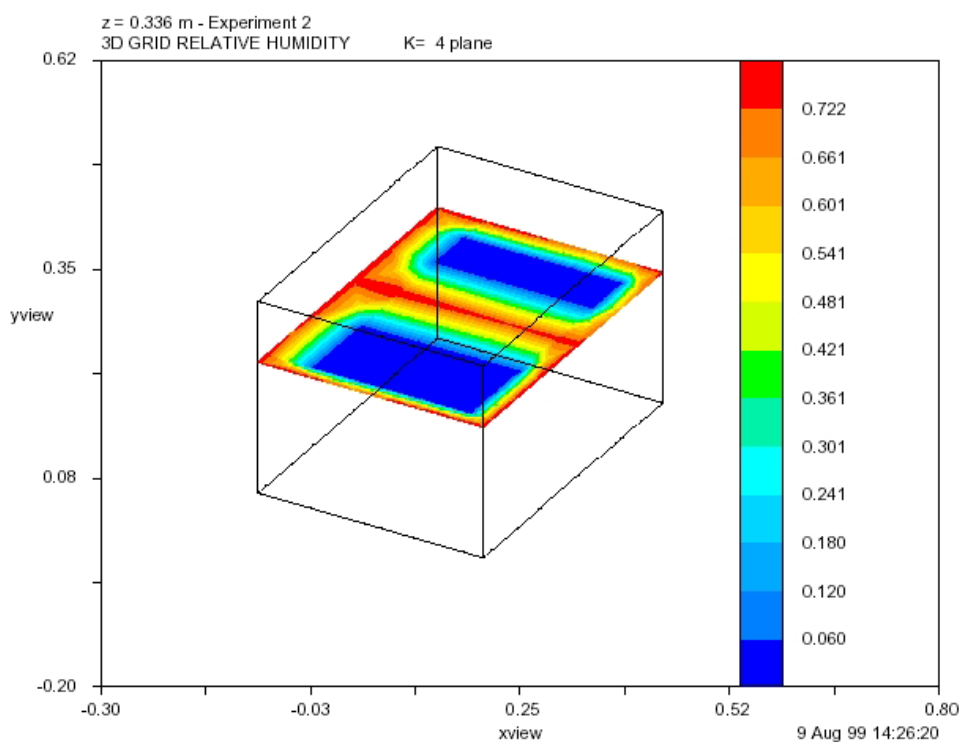


Gráfico 3.5 - Resultados numéricos de umidade relativa em 3-D no plano xy  
(Experimento 2)

Outra possibilidade é a análise da distribuição de temperatura e umidade relativa em um plano selecionado, em uma perspectiva 2D, como as mostradas nos gráficos 3.6 e 3.7 ( $z = 0,317 \text{ m}$ ) . As duas fontes de calor geram uma região quente em torno delas que se interceptam, criando uma região quente entre estas. A possibilidade de rearranjar as fontes de calor mais afastadas pode ser facilmente avaliada com novas simulações numéricas, até que uma melhor distribuição de temperatura e umidade sejam obtidas.

Finalmente, superfícies de mesmo valor de temperatura e umidade relativa são mostradas nos gráficos 3.8 e 3.9 , respectivamente. Os gráficos trazem a oportunidade de identificar as regiões de influência das fontes quentes e a disponibilidade de espaços frios onde posicionar componentes eletrônicos sensíveis a temperatura por exemplo. A oportunidade de otimização geométrica para minimizar a dimensão de regiões de alta temperatura também surge naturalmente.

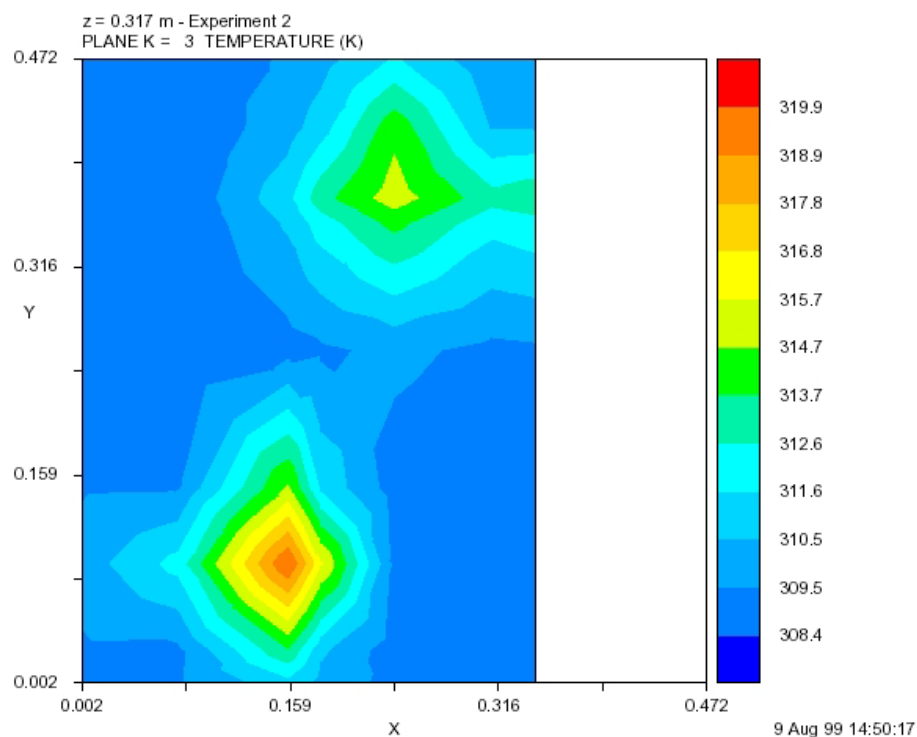


Gráfico 3.6 - Resultados numéricos de temperatura no plano xy (Experimento 2)

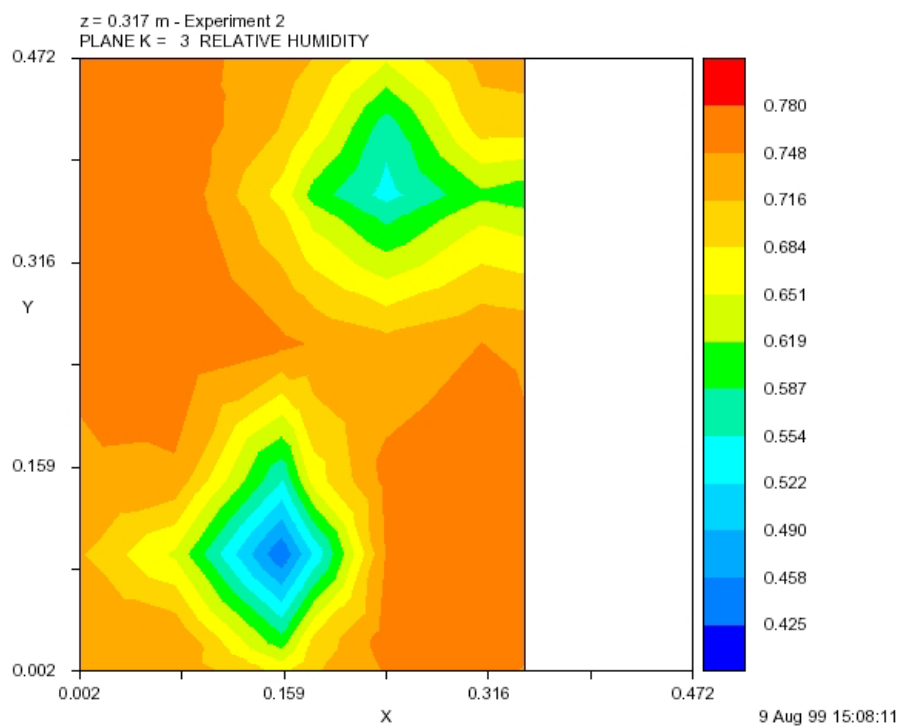


Gráfico 3.7 - Resultados numéricos de umidade relativa no plano xy (Experimento 2)

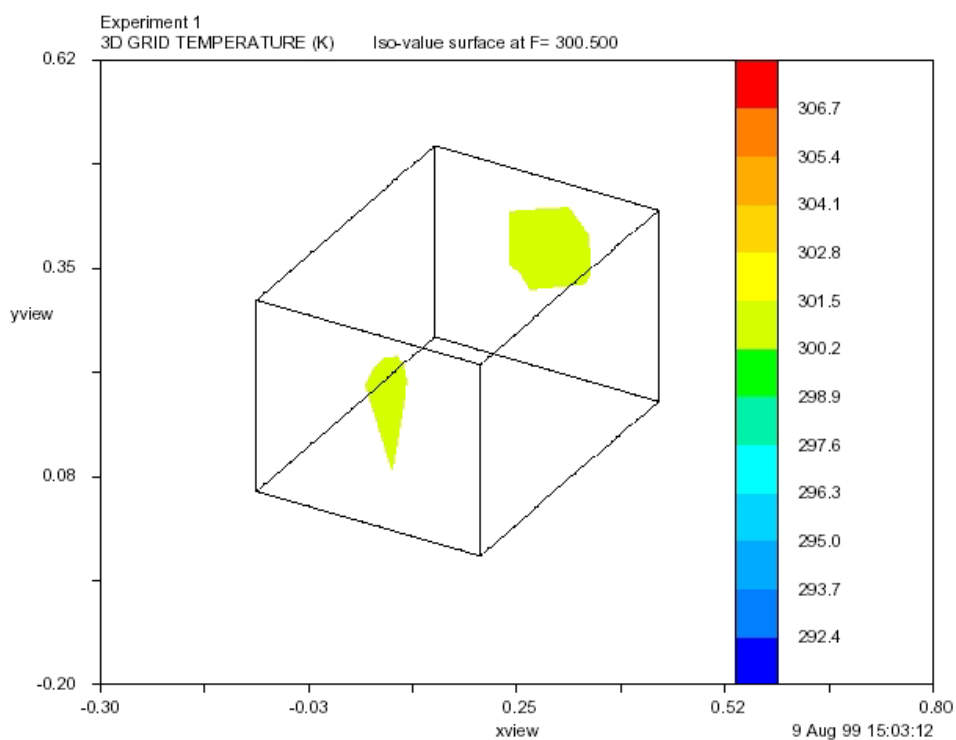


Gráfico 3.8 - Resultados numéricos de temperatura (Experimento 1) - 3D - Isovalor

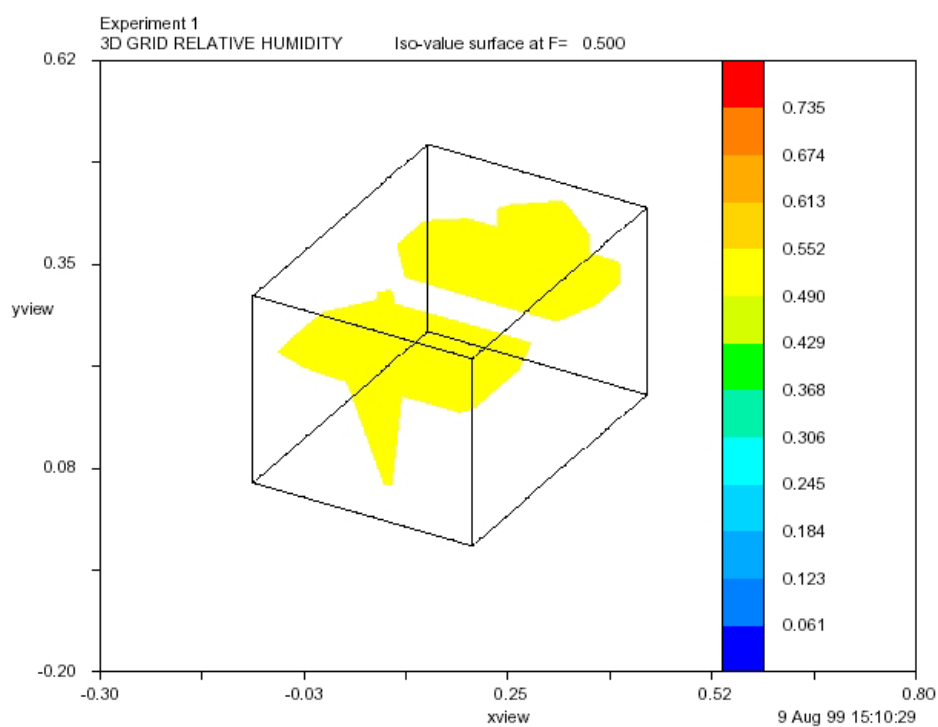


Gráfico 3.9 - Resultados numéricos de umidade relativa (Experimento 1) - 3D - Isovalor

## Capítulo 4

### **4 - Gabinetes de equipamentos eletrônicos com trocador de calor**

#### **4.1 - Concepção**

Neste capítulo, um estudo experimental comparativo entre dois sistemas de trocadores de calor, ar/ar e ar/água é desenvolvido. Os sistemas foram instalados em um gabinete experimental de referência que acondiciona vários elementos internos geradores de calor. A finalidade dos trocadores de calor é a retirada de calor do ambiente interno do gabinete, de modo que os equipamentos eletrônicos nele instalados possam operar abaixo de um nível máximo de temperatura pré-especificado.

A Figura 4.1 mostra uma fotografia do gabinete de referência construído no Laboratório de Máquinas Hidráulicas da UFPR, com o equipamento proposto montado em seu interior. O gabinete é o mesmo que também foi utilizado para testes dos trocadores de calor ar/ar (NILKO, 2004).



Figura 4.1 - Fotografia externa do gabinete de referência com o sistema ar/água

A Figura 4.1 mostra também a alimentação de água para os trocadores de calor a partir de uma tubulação comum de abastecimento de água. Esta tubulação foi conectada a um registro de controle de vazão de água, conforme mostra a mesma figura, onde foi instalado um termistor para a medição da temperatura da água de alimentação do sistema.

O esquema interno do gabinete de referência é visto na Fig. 4.2, mostrando os dois trocadores de calor ar/água (a) e os dois ventiladores para a circulação do ar interno montados na porta do gabinete de referência (b). Desta maneira, observa-se a concepção modular do projeto. Cada módulo consiste em um conjunto ventilador-trocador de calor, que pode ser associado em série e/ou em paralelo. Esta concepção visa permitir a montagem do equipamento em qualquer gabinete, de acordo com suas dimensões, e necessidade de retirada de calor gerado dentro do gabinete.



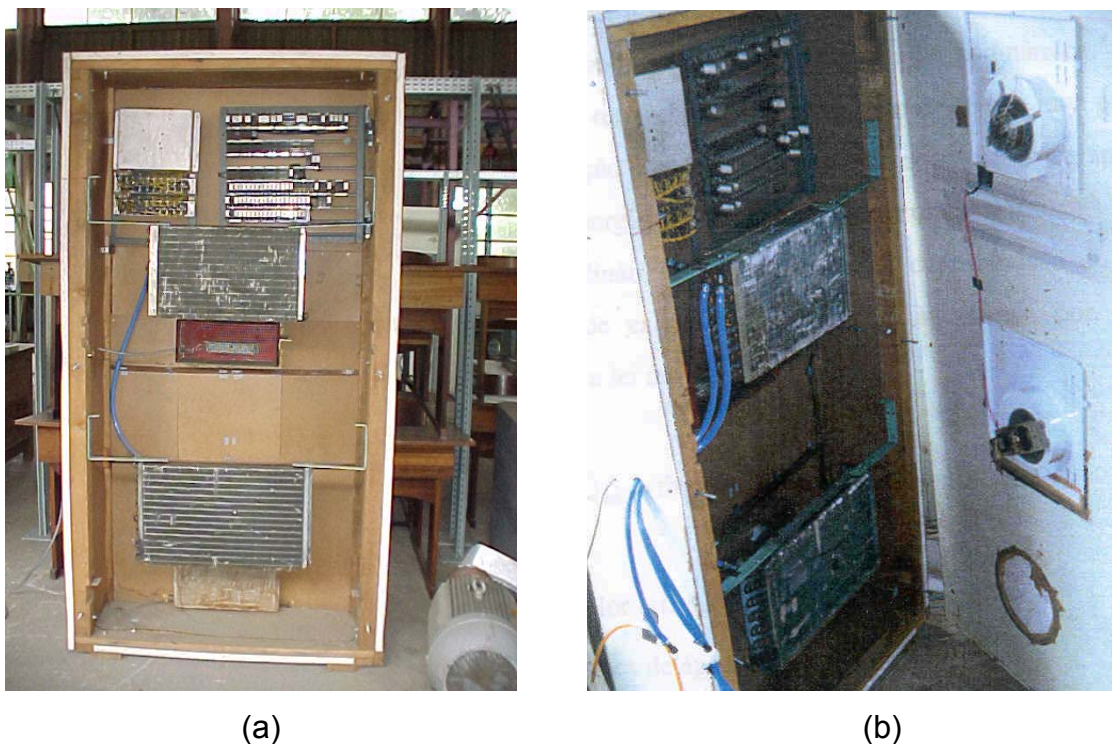


Figura 4.2 - Fotografia interna do gabinete de referência com o sistema ar/água

O princípio de funcionamento do equipamento proposto consiste na circulação de água a baixa temperatura, proveniente de um reservatório frio, através do interior dos tubos de um trocador de calor de tubos aletados, o que proporciona um aumento da área de troca de calor. O ventilador provoca a circulação forçada do ar interno através das aletas e lado externo dos tubos do trocador de calor. O efeito resultante é o resfriamento da corrente de ar interno.

As dimensões do trocador de calor superior são 0,5 m x 0,33 m x 0,11 m com tubos de cobre de 0,01 m de diâmetro, e do trocador de calor inferior são 0,5 m x 0,38 m x 0,08 m com tubos de cobre de 0,008 m de diâmetro.

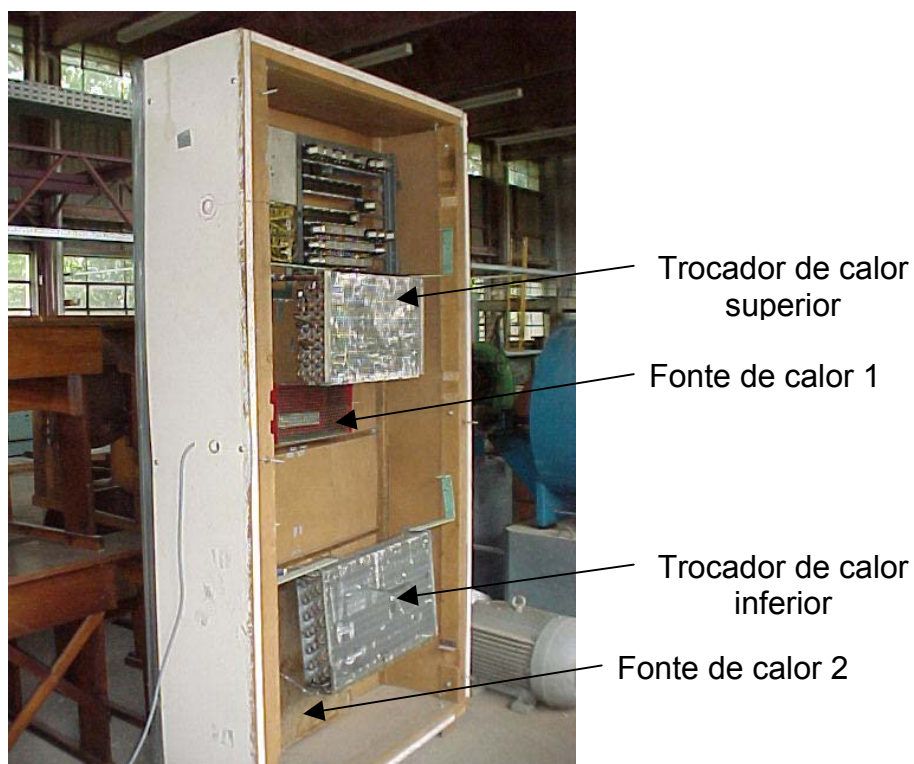


Figura 4.3 - Fotografia dos trocadores de calor no gabinete de referência

Na Figura 4.3 verifica-se o posicionamento do trocador de calor superior, imediatamente acima e à frente da primeira fonte de calor (Fonte de calor 1) no interior do gabinete, com o trocador de calor inferior posicionado imediatamente à frente da segunda fonte de calor (Fonte de calor 2).

O sistema foi montado de forma que a água de resfriamento entrava no trocador de calor superior, sendo que a saída deste foi conectada à entrada do trocador de calor inferior (associação em série). A água aquecida, ao sair do trocador de calor inferior, foi lançada em um reservatório, não sendo reutilizada nos experimentos deste trabalho, uma vez que o objetivo principal foi o de verificar a viabilidade de utilização de água como fluido de trabalho no resfriamento de gabinetes. No entanto, no caso de implementação do sistema, considera-se mandatório a reutilização da água.

## 4.2 - Análise térmica e econômica

A análise está subdividida em uma parte termodinâmica, consistindo na avaliação do desempenho termodinâmico do(s) trocador(es) de calor e uma parte econômica, consistindo na determinação dos custos mensais de operação do equipamento, no que se refere a consumo de energia elétrica e de água de resfriamento.

A análise termodinâmica se inicia com a determinação do calor retirado pelo(s) trocador(es) de calor. A taxa de retirada de calor para um ou dois módulos é determinado pela primeira lei da Termodinâmica:

$$\dot{Q}_{\text{ret}} = \dot{m}_{\text{ag}} \times c_{p,\text{ag}} \times (T_s - T_e) \quad (4.1)$$

onde  $\dot{Q}_{\text{ret}}$  é o taxa de retirada de calor [W],  $\dot{m}_{\text{ag}}$  é a vazão mássica de água [kg/s],  $c_{p,\text{ag}}$  é o calor específico da água a pressão constante [J/(kg.K)],  $T_s$  é a temperatura da água na saída do trocador de calor [K] e  $T_e$  é a temperatura da água na entrada do trocador de calor [K]

Em seguida pode-se determinar a condutância térmica do trocador de calor ar/água [W/K], a partir do fluxo de calor retirado, através de:

$$UA = \frac{\dot{Q}_{\text{ret}}}{\bar{T}_{\text{ar}} - T_{\infty}} \quad (4.2)$$

onde UA é a condutância térmica do trocador de calor [W/K],  $\bar{T}_{\text{ar}}$  é a temperatura média do ar no interior do gabinete [K] e  $T_{\infty}$  é a temperatura do ambiente externo ao gabinete [K].

Desta maneira, pode-se especificar o trocador de calor ar/água, em termos de sua condutância térmica [W/K]. De maneira análoga, foi feita a caracterização dos trocadores de calor ar/ar (NILKO, 2004).

A análise econômica se inicia com a determinação do custo total do consumo de energia elétrica pelos ventiladores,  $C_{EI}$  (reais), num determinado intervalo de tempo,  $t$  (horas), a partir do custo do kWh de energia elétrica,  $C_{kWh}$  [reais/kWh], na região de utilização:

$$C_{EI} = C_{kWh} \times t \times \dot{W}_{vent} \times 10^{-3} \quad (4.3)$$

onde  $\dot{W}_{vent}$  é a potência consumida pelo ventilador [W]

O custo total de água consumida pelo trocador de calor,  $C_{t,ag}$  (reais), é determinado a partir do volume total de água consumida num determinado intervalo de tempo,  $t$  (horas), e do custo do  $m^3$  de água,  $C_{ag}$  (reais/  $m^3$ ), na região de utilização:

$$C_{t,ag} = \frac{\dot{m}_{ag}}{\rho_{ag}} \times t \times 3600 \times C_{ag} \quad (4.4)$$

onde  $\rho_{ag}$  é a massa específica da água [kg/  $m^3$ ]

O custo total em reais do consumo da instalação, em um determinado intervalo de tempo,  $t$  (por exemplo, mensal),  $C_{total}$ , é dado por

$$C_{total} = C_{EI} + C_{t,ag} \quad (4.5)$$

### 4.3 - Experimentos e resultados

Para a avaliação do desempenho do equipamento proposto, foram concebidos três experimentos: a) apenas um conjunto ventilador/trocador de calor, com uma vazão de água  $\dot{m}_{ag} = 0,08 \text{ kg/s}$  ; b) apenas um conjunto ventilador/trocador de calor, com uma vazão de água  $\dot{m}_{ag} = 0,07 \text{ kg/s}$  , e c) dois conjuntos ventilador/trocador de calor, com uma vazão de água  $\dot{m}_{ag} = 0,08 \text{ kg/s}$ . A figura 4.2 (a) mostra a disposição dos trocadores de calor no interior do gabinete de referência para o caso “c”. Para os casos “a” e “b”, foram montados apenas o ventilador e o trocador de calor superior no gabinete.

As medições de temperatura foram realizadas em tempo real por um sistema de aquisição de dados computacional. A duração dos experimentos foi a necessária para que em cada caso fosse atingido o regime permanente (temperaturas constantes) por pelo menos 1 hora. Nos experimentos realizados, a duração média total foi de 4 horas.

A Tabela 4.1 apresenta um resumo dos resultados obtidos em regime permanente para os experimentos com os trocadores de calor ar-água, calculando-se o calor retirado a partir das medições realizadas e da Eq. (4.1). Todos os experimentos foram conduzidos para uma potência gerada internamente de 1219,7 W, portanto, com uma potência total dissipada,  $\dot{Q}_{tot}$ , igual a potência do(s) ventilador(es) mais a potência gerada. A diferença entre a potência total dissipada,  $\dot{Q}_{tot}$ , e calor retirado pelo(s) trocador(es) de calor é o calor perdido pelo isolamento das paredes do gabinete,  $\dot{Q}_{iso}$ .

A Tabela 4.2 apresenta um resumo dos resultados obtidos em regime permanente para o trocador de calor ar/ar (NILKO, 2004), de 90 W/K. Este trocador operou no mesmo gabinete referência para o valor de potência gerada internamente

de 1219,7 W , portanto, com uma potência total dissipada,  $\dot{Q}_{\text{tot}}$ , igual a potência do ventilador mais a potência gerada.

Nas Tabelas 4.1 e 4.2, as colunas  $T_{\text{si}}$ ,  $T_{\text{ci}}$  e  $T_{\text{ii}}$  representam as temperaturas medidas nas partes superior, central e inferior do gabinete de referência, respectivamente. Em ambas as tabelas, a coluna  $\bar{T}_{\text{ar}}$  mostra a média aritmética dessas três temperaturas. Adota-se, portanto, neste trabalho, a temperatura média no interior do gabinete,  $\bar{T}_{\text{ar}}$ , como o parâmetro de comparação de desempenho entre os dois sistemas (ar/ar e ar/água) operando no mesmo gabinete, nas mesmas condições de geração interna de calor, i.e., um total de 1219,7 W nos três experimentos com o sistema ar/água.

A mesma geração de calor foi utilizada nos três primeiros experimentos com o trocador de calor ar/ar (três primeiras linhas da Tabela 4.2), sendo que a temperatura de entrada do ar externo,  $T_{\text{ee}}$ , foi ajustada para 19,9 °C, 30,2 °C e 37,3 °C, nos casos 1, 2 e 3, respectivamente. A situação mais favorável no trocador de calor ar/ar é a da linha 1 da Tabela 4.2, onde a temperatura de entrada do ar externo,  $T_{\text{ee}}$ , foi de 19,9 °C. Desta maneira, escolheu-se esta situação de melhor desempenho do trocador de calor ar/ar de 90 W/K (NILKO, 2004), para comparação com o novo sistema ar/água.

A temperatura interna média,  $\bar{T}_{\text{ar}}$ , no gabinete operando com o trocador de calor ar/ar estabilizou em 47 °C , no caso 1. Nos três experimentos realizados com trocadores de calor ar/água, conforme descrito na tabela 4.1, a temperatura interna média de estabilização foi de 37,7 °C, 38,9 °C e 30,4 °C, nos experimentos “a”, “b” e “c”, respectivamente. Nos experimentos “a” e “b” utilizou-se apenas um conjunto ventilador-trocador de calor ar/água, sendo a vazão de água  $\dot{m}_{\text{ag}} = 0,08$  kg/s, no caso “a” e  $\dot{m}_{\text{ag}} = 0,07$  kg/s no caso “b”. No experimento “c” foram utilizados dois conjuntos ventilador-trocador de calor ar/água, sendo a vazão de água  $\dot{m}_{\text{ag}} = 0,08$  kg/s. Os ganhos na temperatura média interior foram de 9,3 °C, 8,1 °C e 16,6

°C nos casos “a”, “b” e “c”, respectivamente, em relação ao gabinete operando com o trocador de calor ar/ar (caso 1).

Tabela 4.1 - Resultados dos trocadores de calor ar/água

caso	$T_{si}$	$T_{ci}$	$T_{ii}$	$\bar{T}_{ar}$	$T_s - T_e$	$\bar{T}_{ar} - T_{\infty}$	$\dot{m}_{ag}$	$\dot{Q}_{ret}$	$\dot{W}_{vent}$	$\dot{Q}_{tot}$	$\dot{Q}_{iso}$
	°C	°C	°C	°C	K	K	kg/s	W	W	W	W
a	35,1	35,9	41,9	37,7	3,9	14,1	0,08	1288,8	196,2	1415,9	127,1
b	36,2	37,2	43,4	38,9	4,2	14,3	0,07	1280,0	196,2	1415,9	135,9
c	28,9	30,3	31,9	30,4	4,6	11,9	0,08	1616,8	471,9	1691,9	75,1

Tabela 4.2 - Resultados dos trocadores de calor ar/ar (1,06 m x 0,47 m x 0,1 m)

caso	$T_{si}$	$T_{ci}$	$T_{ii}$	$\bar{T}_{ar}$	$T_{ee}$	$\bar{T}_{ar} - T_{ee}$	$\dot{m}_{ar}$	$\dot{Q}_{ret}$	$\dot{W}_{vent}$	$\dot{Q}_{tot}$	$\dot{Q}_{iso}$
	°C	°C	°C	°C	°C	K	kg/s	W	W	W	W
1	43,0	45,5	52,5	47,0	19,9	27,1	0,119	1294	78	1297,7	3,7
2	46,0	48,2	54,5	49,6	30,2	19,4	0,114	1098	78	1297,7	199,7
3	51,0	54,8	60,6	55,5	37,3	18,2	0,111	1000	78	1297,7	297,7

A condutância térmica dos trocadores de calor ar/água calculada a partir da Eq. (2) foi de 90 W/K e 135 W/K, para um e dois conjuntos ventilador/trocador de calor, respectivamente.

Os gráficos 4.1 e 4.2 mostram o resultado do experimento “c”, realizado com dois módulos ventilador-trocador de calor ar/água. A duração total do ensaio foi de 4 horas e 30 minutos, tendo o sistema estabilizado com cerca de 2 horas e trinta minutos de operação. Durante este intervalo a temperatura da água da torneira manteve-se praticamente constante em 18,1 °C .

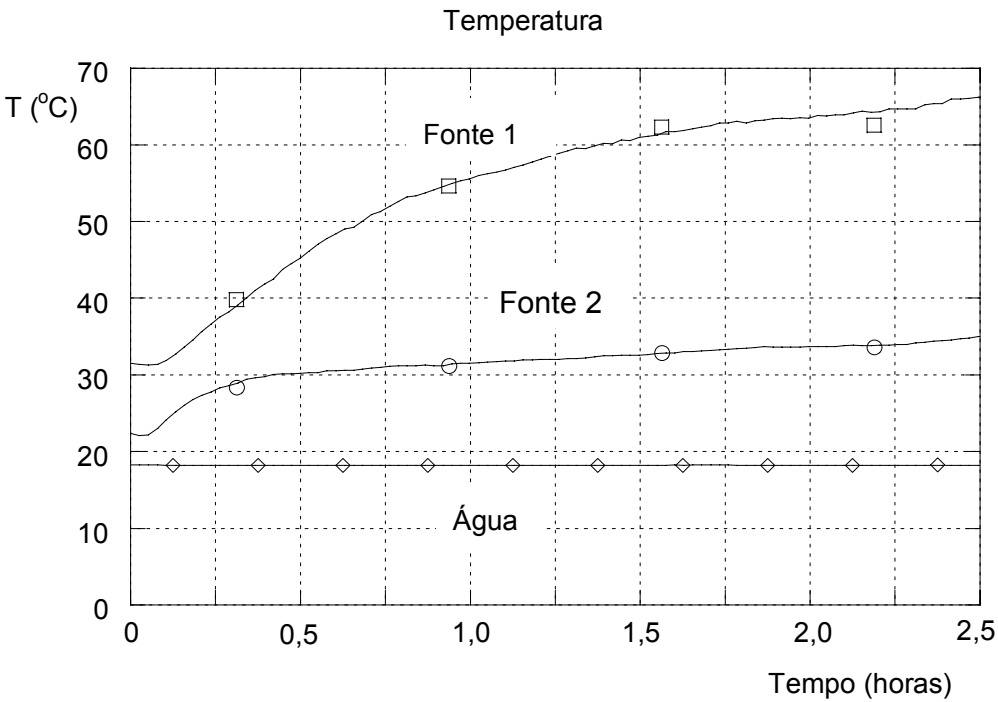


Gráfico 4.1 - Resultado do experimento “c” (Dois conjuntos ventilador-trocador de calor ar/água)

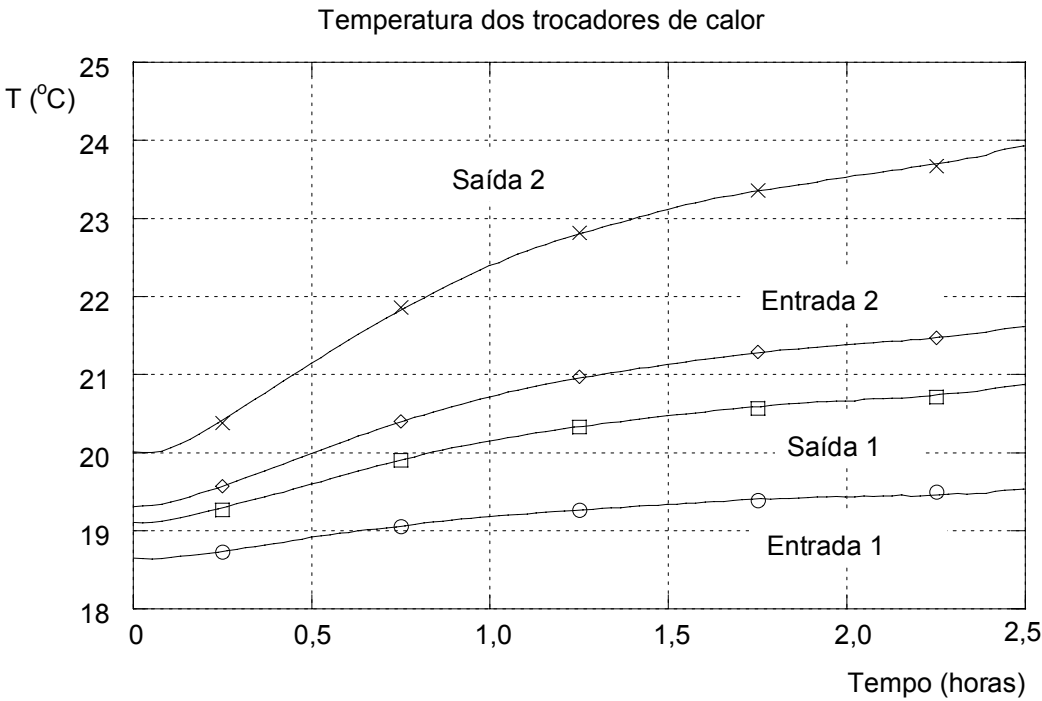


Gráfico 4.2 - Temperatura nos trocadores de calor - Experimento “c”



As medições de temperatura foram realizadas utilizando termistores de alta precisão do tipo YSI 44004 (resistência de  $2250\ \Omega$  a  $25\ ^\circ\text{C}$ ). Os termistores foram calibrados em laboratório para a determinação do limite “bias”, a partir da medição de temperaturas conhecidas. O maior desvio padrão dessas medidas foi de  $0,005\ ^\circ\text{C}$ , portanto, o limite “bias” foi imposto como  $\pm 0,01\ ^\circ\text{C}$ , que está de acordo com o limite “bias” obtido para os mesmos termistores por HOWLE et al. (1992) e DALLY et al. (1993). O limite de precisão foi computado como duas vezes o desvio padrão de três repetições dos experimentos. O maior valor foi de  $\pm 2,1\ ^\circ\text{C}$ , portanto, tomado como incerteza máxima das medições. Esta análise define as incertezas das medições reportadas nas Tabelas 4.1 e 4.2.

A seguir, estima-se o consumo mensal total do novo sistema ar/água. Para tanto, selecionou-se o sistema do experimento “c”, que contém dois módulos ventilador-trocador de calor ar/água, portanto, com o maior consumo entre os casos testados. O consumo mensal (30 dias de operação contínua) de energia elétrica, calculado a partir da Eq. (4.3) e das tarifas da COPEL (Companhia Paranaense de Energia), a base de R\$ 0,14817 por kWh, foi de  $C_{\text{EI}} = \text{R\$ } 50,35$ . O consumo mensal de água de resfriamento (30 dias de operação contínua), calculado a partir da Eq. (4.4) e das tarifas industriais da SANEPAR (Companhia de Saneamento do Paraná), cada  $10\ \text{m}^3$  a R\$ 16,19 + R\$ 1,80/ $\text{m}^3$  excedente a  $10\ \text{m}^3$ , foi  $C_{\text{t,ag}} = \text{R\$ } 371,44$ . Assim, o custo mensal total para a operação da instalação, calculado a partir da Eq. (4.5) foi  $C_{\text{total}} = \text{R\$ } 421,79$ .

Para efeitos comparativos de custo, utiliza-se, por exemplo, um ar condicionado de 20.000 Btu/h, na mesma instalação. O custo mensal total (30 dias de operação contínua) é de R\$ 625,80 para o consumo de energia elétrica, utilizando as tarifas da COPEL (Companhia Paranaense de Energia).

O custo mensal total de R\$ 421,79 do novo sistema ar/água foi calculado para as condições mais adversas imagináveis, i.e., utilizando uma vazão de água,  $\dot{m}_{\text{ag}} = 0,08\ \text{kg/s}$ , que corresponde a uma torneira totalmente aberta. Nestas condições, o gabinete dissipava 1.219,7 W de calor gerado internamente, mais

471,9 W de potência de 2 ventiladores instalados internamente e ainda assim, a temperatura média interna em regime permanente foi de apenas 30,4 °C. Como não é necessário que a temperatura média interna seja tão baixa, para o perfeito funcionamento dos equipamentos eletrônicos, a vazão de água poderá certamente ser reduzida a menos da metade do valor utilizado, consequentemente reduzindo igualmente o custo mensal total para menos de R\$ 200,00.

A vazão de água poderá ser ajustada em laboratório para um mínimo valor necessário para que a temperatura média interna permaneça num patamar aceitável. Outro aspecto a ser considerado é o dimensionamento apropriado dos ventiladores e trocadores de calor ar/água. Nestes experimentos, foram utilizados equipamentos disponíveis em laboratório, apenas para demonstrar a viabilidade de utilização do sistema ar/água. É importante ressaltar que dimensionando os ventiladores e trocadores de calor ar/água para a aplicação específica, o custo mensal total de operação do sistema ar/água seria grandemente reduzido.

Finalizando esta análise de custos, ressalta-se que não foi considerada nesta análise econômica, a possibilidade de aproveitamento da água utilizada, ainda limpa, para consumo próprio, ou retorno para o sistema público de abastecimento de água. Caso o sistema ar/água vá ser implementado, considera-se mandatório que estes aspectos sejam considerados, o que reduziria os custos de operação a somente o consumo de energia elétrica dos ventiladores, na prática.

## Capítulo 5

### **5 - Gabinetes de equipamentos eletrônicos com trocador de calor geotérmico**

#### **5.1 - Metodologia**

O presente capítulo está dividido em duas partes. Na primeira, um princípio fundamental de otimização é desenvolvido para maximizar a troca de calor entre um tubo e sua vizinhança. A segunda parte apresenta uma aplicação prática do princípio fundamental: um modelo para determinar o campo de temperatura dentro do abrigo de equipamentos eletrônicos que usa um trocador de calor ar-solo e o solo com sumidouro de calor.

Empregou-se a metodologia de elementos de volume, apresentada no capítulo 3, na qual o sistema é dividido em elementos de volume que interagem energeticamente. Considerando a conservação da massa e energia em cada elemento, é possível obter um sistema de equações diferenciais ordinárias tendo o tempo com variável independente. Isto permite o cálculo do campo das temperaturas e umidades relativas em qualquer instante dentro do abrigo.

Os resultados numéricos obtidos com o modelo proposto foram validados pelo uso de comparação direta com medidas de temperaturas e umidades relativas. A seguir, mostra-se que o comprimento do tubo pode ser otimizado de tal maneira que a máxima temperatura observada dentro do abrigo seja mínima.

A Figura 5.1 ilustra um trocador de calor ar-terra que emprega um arranjo de tubos em paralelo. Os tubos são enterrados no solo. O ar circulante através do abrigo remove o calor gerado pelos componentes eletrônicos, e então é circulado através dos tubos que estão em contato com o solo, o qual funciona como reservatório frio.

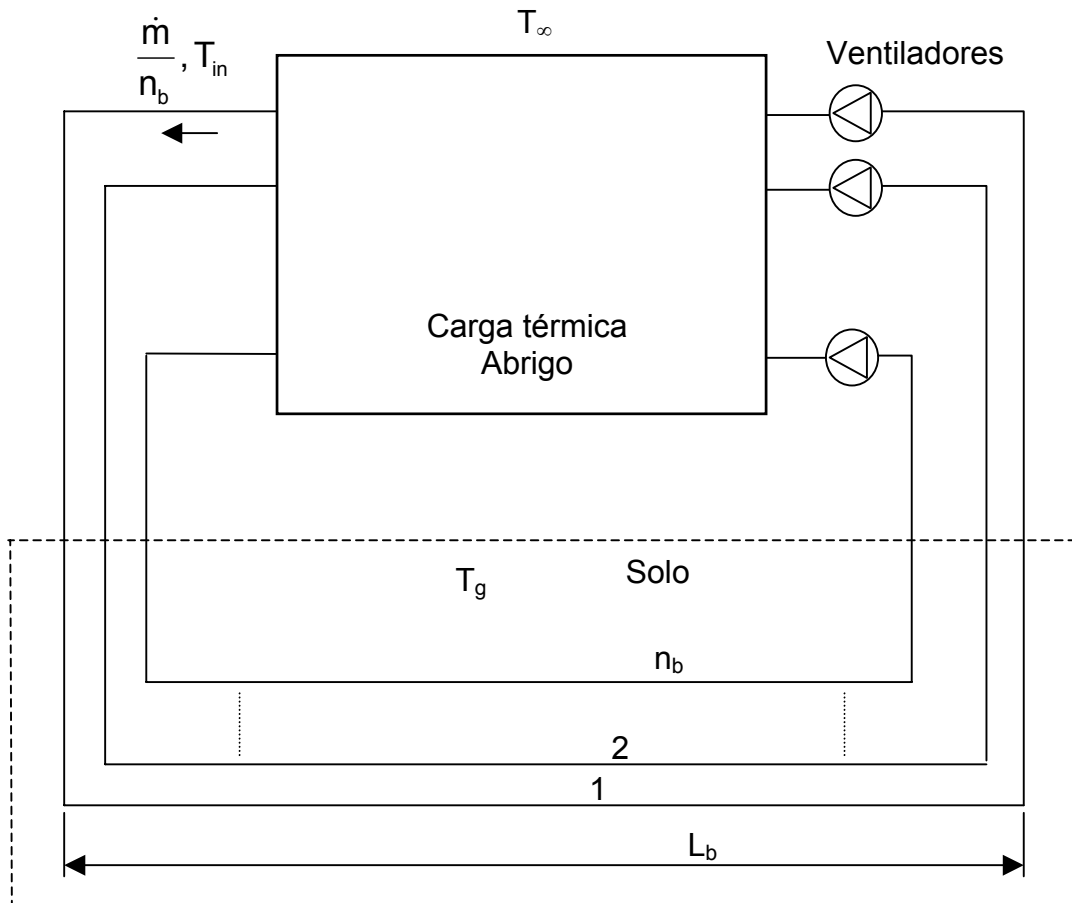


Figura 5.1 - Distribuição de tubos horizontais enterrados

## 5.2 - Otimização do comprimento do tubo

Considerando a configuração geral de tubos mostrada na Fig. 5.2, o problema é fisicamente representado por um tubo de comprimento  $L$  envolvido por um reservatório de temperatura infinito a uma temperatura  $T_{\infty}$ . Uma corrente de fluido de fase única é bombeada para dentro do tubo a uma temperatura de entrada

conhecida. O objetivo é maximizar a transferência de calor entre a corrente de fluido e o reservatório de temperatura no solo.

Inicialmente, realiza-se um balanço de energia em regime permanente no volume de controle definido pela superfície interna do duto. A taxa de transferência de calor experimentada pela corrente é calculada por:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p T_{\infty} (\theta_{in} - \theta_{out}) \quad (5.1)$$

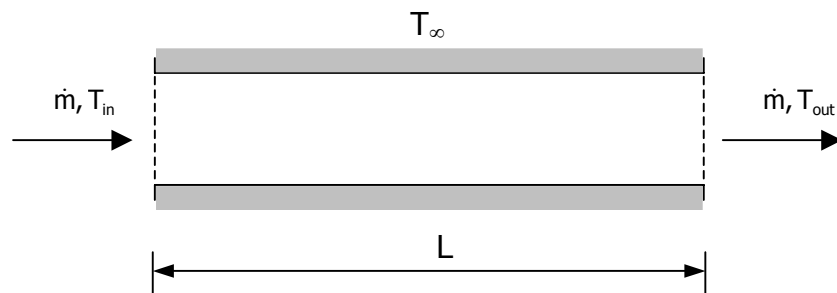


Figura 5.2 - Tubo para maximização de transferência de calor

A temperatura adimensional é definida como  $\theta_i = T_i/T_{\infty}$ , onde  $\dot{m}$  é o fluxo em massa,  $c_p$  é o calor específico a pressão constante e o índice  $i$  se refere a um local específico no sistema. A mesma taxa de transferência de calor pode ser escrita em termos da diferença de temperatura média logarítmica e a superfície total do tubo,  $A_L$ , como se segue:

$$\dot{Q} = UA_L T_{\infty} \frac{\theta_{in} - \theta_{out}}{\ln \frac{\theta_{in} - 1}{\theta_{out} - 1}} \quad (5.2)$$

onde  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor entre o fluido e a vizinhança.

A queda de pressão ao longo do tubo é obtida a partir do equilíbrio de forças na direção do escoamento, para escoamento completamente desenvolvido, tem-se:

$$\Delta P = 2f \frac{L}{D} \rho V^2 \quad (5.3)$$

onde  $f$  é o fator de atrito de Fanning,  $D$  é o diâmetro interno do tubo,  $\rho$  é a massa específica, e  $V$  é a velocidade média do fluido na seção do tubo.

A potência de ventilação é definida como uma restrição realística de projeto,

$$\dot{W} = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho}, \text{ fixa} \quad (5.4)$$

Portanto, usando as Eqs. (5.3) e (5.4), e a vazão em massa de fluido dada por  $\dot{m} = \rho V \pi D^2/4$ , a restrição de potência de ventilação adimensional é escrita como:

$$\tilde{W} = \dot{W} \frac{\rho^2 L_{\text{ref}}^4}{\dot{m}_{\text{ref}}^3} = \psi^3 \frac{32}{\pi^2} f \frac{\tilde{L}}{\tilde{D}^5} \quad (5.5)$$

onde  $\tilde{L} = L/L_{\text{ref}}$  e  $\tilde{D} = D/L_{\text{ref}}$ . A vazão em massa adimensional é definida como sendo  $\psi = \dot{m}/\dot{m}_{\text{ref}}$  onde  $L_{\text{ref}}$  e  $\dot{m}_{\text{ref}}$  representam o comprimento de referência e o fluxo de massa de referência, respectivamente. Dividindo a Eq. (5.2) pela Eq. (5.1), a temperatura adimensional na saída do tubo é obtida por:

$$\theta_{\text{out}} = \frac{\theta_{\text{in}} - 1}{e^{NB_1 \tilde{W}^{-1/3} \tilde{L}^{4/3}}} + 1 \quad (5.6)$$

onde

$$B_1 = \left( \frac{32 \pi f}{\tilde{D}^2} \right)^{1/2} \quad (5.6')$$

$$N = \frac{UL_{\text{ref}}^2}{\dot{m}_{\text{ref}}c_p} \quad (5.6'')$$

e  $N$  é o número de unidades de transferência de calor. A taxa de transferência de calor pode ser adimensionalizada de maneira similar,  $\tilde{Q} = \dot{Q}/(\dot{m}_{\text{ref}}c_p T_{\infty})$ . O objetivo é maximizar a taxa de transferência de calor trocada pelo fluido e o reservatório à temperatura  $T_{\infty}$ . Combinando as Eqs. (5.1) e (5.5), expressa-se  $\tilde{Q}$  como uma função da restrição de potência de ventilação, do número de unidades de transferência de calor e da geometria,

$$\tilde{Q} = \frac{B_2 \tilde{W}^{1/3}}{\tilde{L}^{1/3}} (\theta_{\text{in}} - 1) \left( 1 - e^{-NB_1 \tilde{W}^{-1/3} \tilde{L}^{4/3}} \right) \quad (5.7)$$

onde

$$B_2 = \left( \frac{\pi^2 \tilde{D}^5}{32f} \right)^{1/3} \quad (5.7')$$

O comprimento total de tubos é o parâmetro geométrico a ser otimizado. Isto pode ser observado pelo exame de dois limites da Eq. (5.7): (i) se  $\tilde{L} \rightarrow 0$ ,  $\tilde{Q} \rightarrow 0$ , porque  $A_L \rightarrow 0$ , e (ii) se  $\tilde{L} \rightarrow \infty$ ,  $\tilde{Q} \rightarrow 0$ , porque  $\Delta P \rightarrow \infty$  e consequentemente  $\dot{m} \rightarrow 0$ . Portanto, haverá um valor intermediário de  $\tilde{L}$ , tal que  $\tilde{Q}$  é um máximo. Nota-se que para altos valores de  $Re$ , o fator de atrito global,  $f$ , e o coeficiente de transferência de calor,  $U$ , são praticamente constantes, i.e.,  $N$  pode ser assumido como uma quantidade fixa, o que ocorre para escoamentos turbulentos.

Deseja-se obter a taxa de transferência de calor máxima para condições de operação fixas e projeto fixas ( $\tilde{W}$ ,  $\theta_{\text{in}}$ ,  $f$  e  $\tilde{D}$ ). Portanto, a Eq. (5.7) pode ser rearranjada como:

$$F = \frac{\tilde{Q}}{B_2 \tilde{W}^{1/3} (\theta_{in} - 1)} = \frac{1}{\tilde{L}^{1/3}} \left( 1 - e^{-NB_1 \tilde{W}^{-1/3} \tilde{L}^{4/3}} \right) \quad (5.8)$$

e um comprimento ótimo é encontrado analiticamente resolvendo  $\partial F / \partial \tilde{L} = 0$ . O valor ótimo será:

$$\tilde{L}_{opt} = 1,89 \, N^{-3/4} \left( \frac{\tilde{D}^2}{32\pi f} \right)^{1/4} \tilde{W}^{1/4} \quad (5.9)$$

A Equação (5.9) fornece o comprimento ótimo de tubo para transferência de calor máxima em qualquer configuração do tipo apresentado na Fig. 5.2, sob a restrição de potência de ventilação fixa, considerando que  $N$ ,  $\tilde{D}$ ,  $f$  e  $\tilde{W}$  são conhecidas. O comprimento ótimo é independente da temperatura do fluido na entrada,  $\theta_{in}$ . A taxa de transferência de calor máxima resultante é obtida substituindo  $\tilde{L}_{opt}$  na Eq. (5.7).

O gráfico 5.1 mostra a temperatura de saída adimensional para três valores diferentes de potência de ventilação. Quando o comprimento do tubo aumenta, a temperatura de saída se aproxima da temperatura do reservatório, como era esperado.



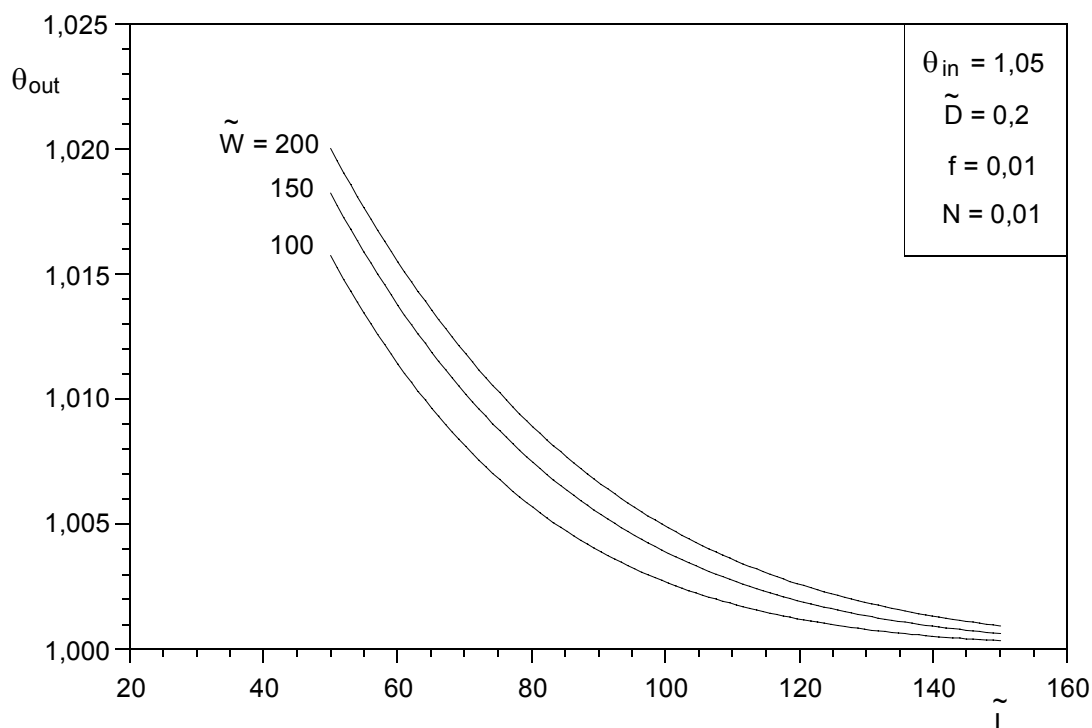


Gráfico 5.1 - Temperatura de saída do fluido em função do comprimento para três potências

A taxa de transferência de calor adimensional é mostrada como uma função do comprimento do tubo no gráfico 5.2. Há um máximo pronunciado para a taxa de transferência de calor com respeito ao comprimento do tubo, o que demonstra a importância da seleção de um tubo de comprimento ótimo nos projetos de engenharia. O gráfico 5.3 ilustra o comportamento da taxa de transferência de calor maximizada e do comprimento ótimo em função da potência de ventilação. À medida que a potência de ventilação aumenta, um tubo mais longo é necessário para a performance ótima.

Nota-se que o dimensionamento de um ventilador é uma medida de investimento de capital. Fixando a potência de ventilação como uma restrição da otimização, o objetivo de projeto foi formulado em termos de se encontrar a configuração geométrica que maximiza a performance para um dado conjunto de condições de operação.

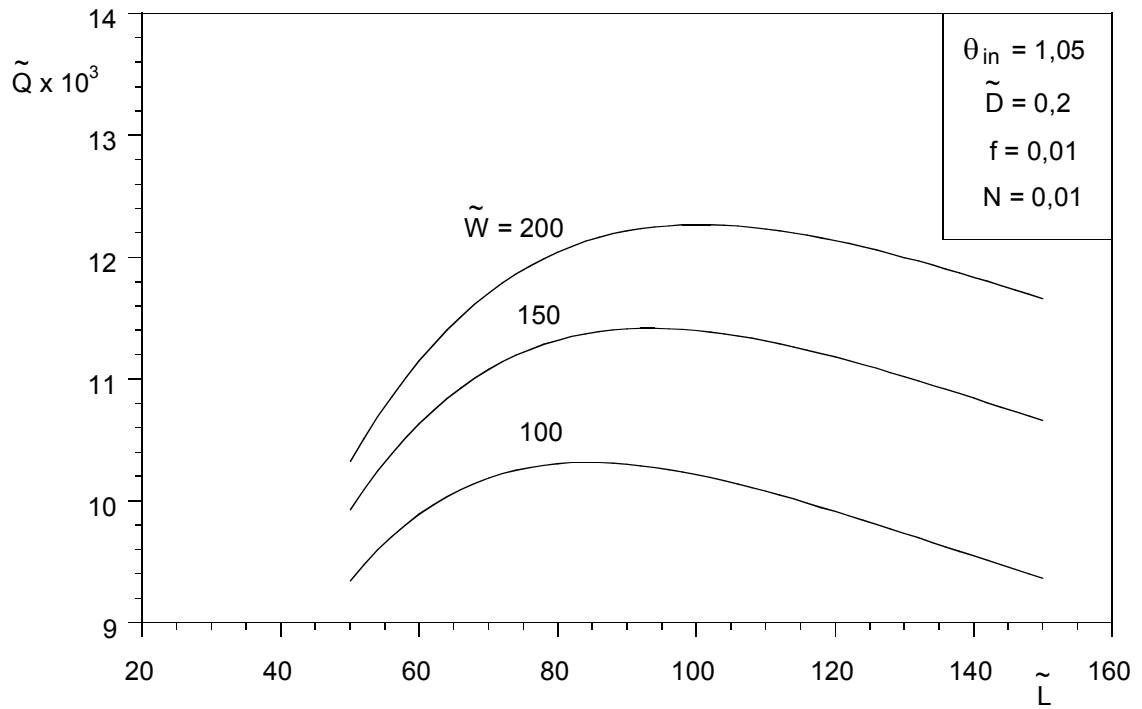


Gráfico 5.2 - Maximização do calor extraído para vários níveis de potência

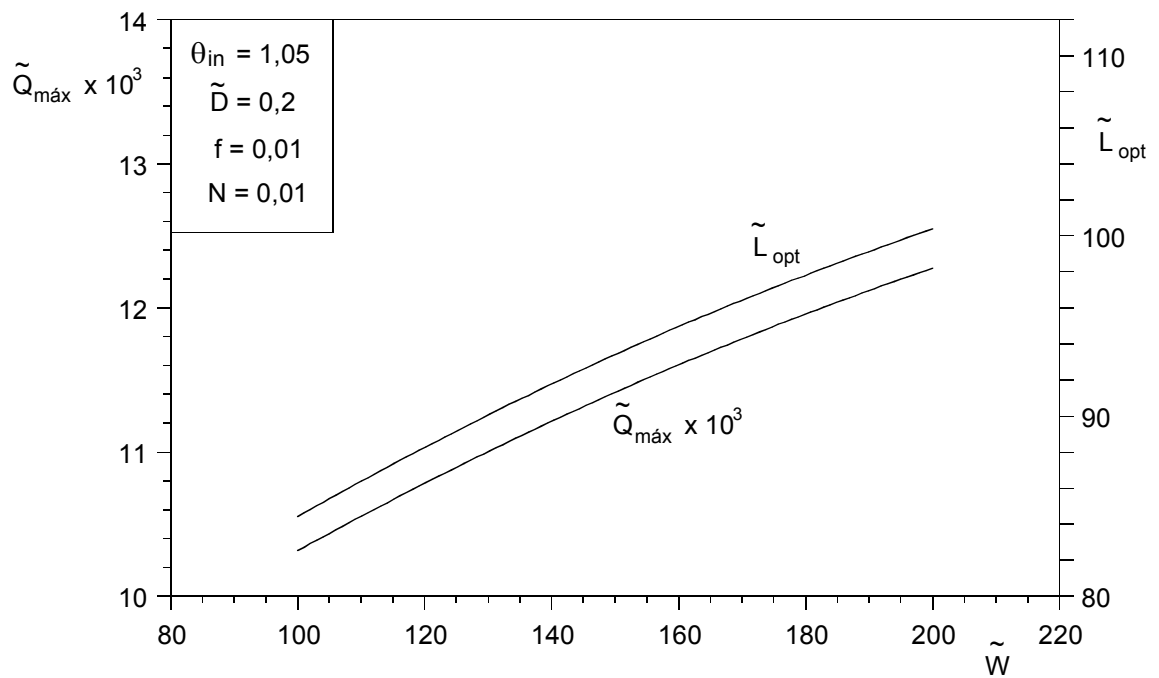


Gráfico 5.3 - Comprimento ótimo e máximo calor extraído com relação à potência

### 5.3 - Abrigo de eletrônicos resfriado por trocador de calor ar-solo

O problema de abrigo de eletrônicos resfriado por trocadores de calor ar-solo ilustra uma aplicação prática do princípio fundamental desenvolvido na primeira parte do capítulo. Basedo no diagrama esquemático da Fig. 5.3 e nos tubos enterrados mostrados na Fig. 5.1, desenvolve-se um modelo matemático para determinar o campo de temperatura resultante dentro de abrigos de eletrônicos que utiliza um trocador de calor ar-solo e o solo como sorvedouro de calor.

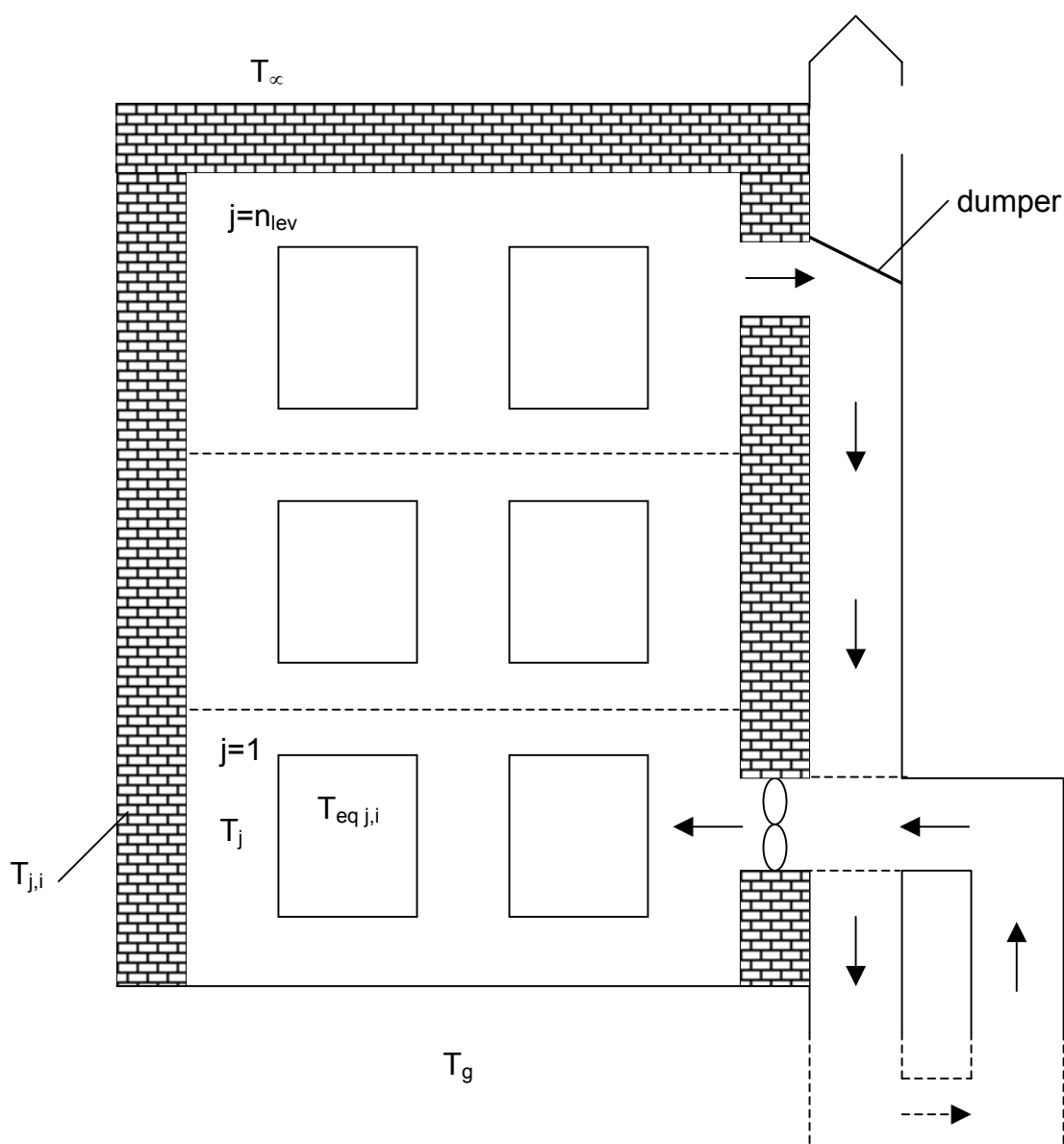


Figura 5.3- Diagrama esquemático do abrigo

### 5.3.2 - Abrigo de eletrônicos dividido em elementos de volume

Os elementos de volume (EV) são as regiões de interesse, onde é assumido propriedades termofísicas uniformes. Quatro tipos de elementos de volume são considerados com mostrados na Fig. 5.4, i.e.: tipo i) Ar circulante dentro do abrigo; tipo ii) Material sólido das paredes do abrigo; tipo iii) Equipamento sólido dentro do abrigo (com ou sem geração interna de calor), e tipo iv) Ar circulante dentro dos tubos enterrados. O comprimento total do tubo é dividido em  $n_t$  elementos do tipo (iv), com comprimento  $L$  cada um.

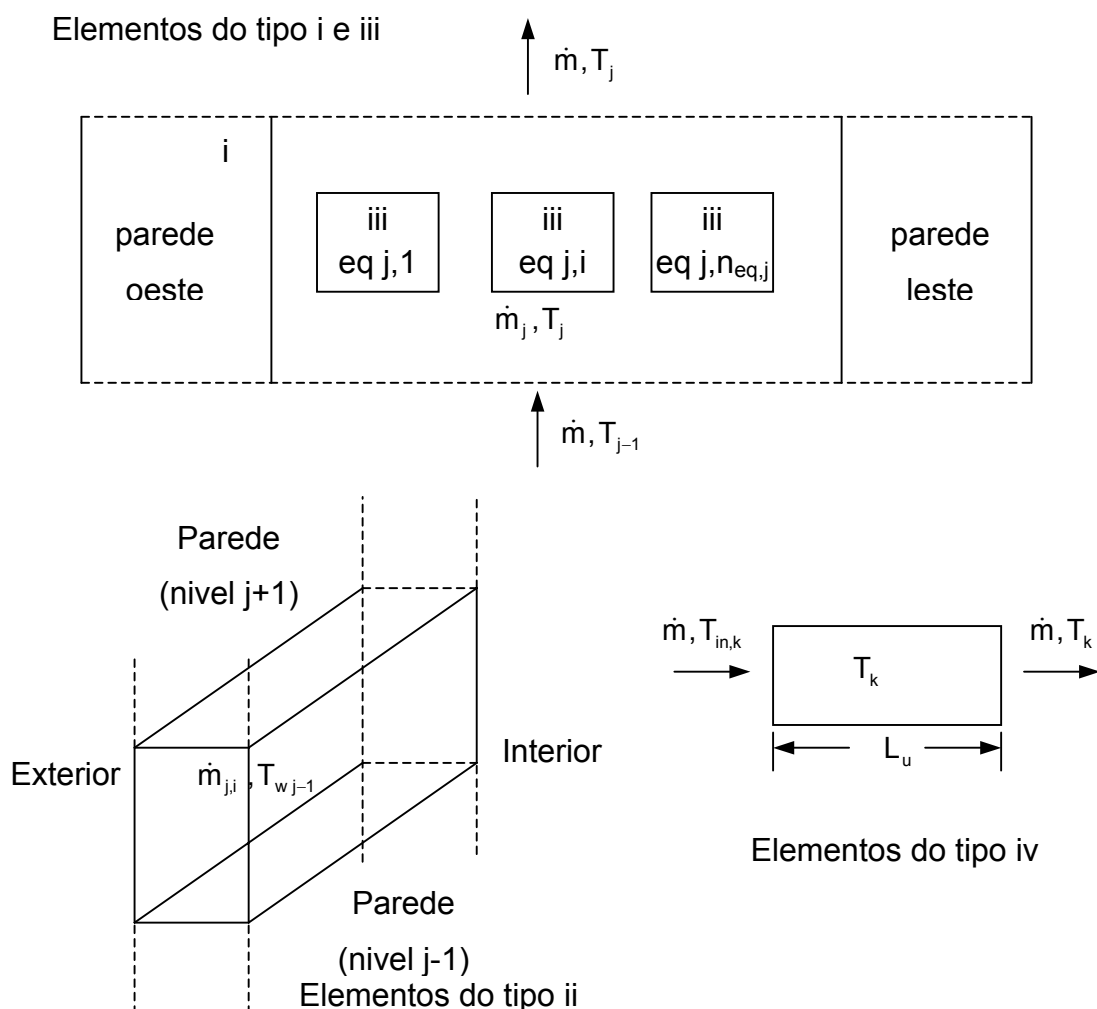


Figura 5.4 - Tipos de elementos de volume

O problema é tratado adimensionalmente. Para isto, introduziu-se uma massa de referência  $m_{ref}$ , e uma vazão em massa de referência  $\dot{m}_{ref}$ . Utilizou-se  $T_{\infty}$  como a escala de temperatura e o comprimento  $L$  do tubo como uma escala de comprimento. Os grupos adimensionais requeridos são:

$$\psi = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \quad \zeta_i = \frac{m_i}{m_{ref}} \quad (5.9')$$

$$\gamma_i = \frac{c_p}{c_i} \quad \Delta \xi = \frac{\Delta z}{L} \quad \tau = t \frac{\dot{m}_{ref}}{m_{ref}} \quad (5.9'')$$

### 5.3.3 - Elemento de volume tipo i (Ar circulante)

O espaço interno do abrigo é dividido em  $n_{lev}$  níveis, de acordo com a distribuição dos equipamentos geradores de calor ou não (ver Figura 5.3). Denotou-se por  $j$  o nível de interesse,  $1 \leq j \leq n_{lev}$ . O princípio de conservação da massa e a primeira lei da termodinâmica estabelecem que:

$$\psi_{in} = \psi_{out} = \psi \quad (5.10)$$

$$\frac{d\theta_j}{d\tau} = \frac{\gamma_v}{\zeta_j} \left[ \tilde{Q}_j + \psi (\theta_{in,j} - \theta_j) \right] \quad (5.11)$$

onde  $\psi = \dot{m} / \dot{m}_{ref}$  representa a vazão em massa adimensional que circula através do elemento de volume (VE),  $\zeta_j = m_j / m_{ref}$  representa a massa adimensional de ar no interior do elemento de volume, e  $\gamma_v = c_p / c_v$  é a razão entre calores específicos.

A taxa de transferência de calor adimensional  $\tilde{Q}_j = \dot{Q} / (\dot{m}_{ref} c_p T_{\infty})$  é dada por:

$$\tilde{Q}_j = \tilde{Q}_g + \tilde{Q}_t + \tilde{Q}_{wj} + \tilde{Q}_{eqj} \quad (5.12)$$

onde  $\tilde{Q}_g$  representa a taxa de transferência de calor entre o elemento de volume e o solo ( $\tilde{Q}_g$  é observado quando  $j = 1$ ), e  $\tilde{Q}_t$  representa a taxa de transferência de calor entre o elemento de volume e o teto do abrigo ( $\tilde{Q}_t$  é observado quando  $j = n_{lev}$ ). Para  $2 \leq j < n_{lev}$ , tem-se:

$$\tilde{Q}_g = \tilde{Q}_t = 0 \quad (5.13)$$

Na Eq. (5.12),  $\tilde{Q}_{wj}$  representa a taxa de transferência de calor entre o elemento de volume (EV) e as paredes laterais, e  $\tilde{Q}_{eqj}$  representa a taxa de transferência de calor total entre o EV e os equipamentos de geração de calor no nível  $j$ .

A temperatura do ar na entrada de cada nível ( $\theta_{in,j} = T_{in,j}/T_\infty$ ) é admitida igual à temperatura do ar no nível precedente  $\theta_{j-1}$ . A exceção está no primeiro nível, onde a temperatura do ar de entrada é igual à temperatura do ar que entra no abrigo ( $\theta_{n_t}$ ), ou igual à temperatura na saída dos dutos de resfriamento, e  $n_t$  é o número de elementos de volume em que os tubos são divididos para análise.

As taxas de transferência de calor são calculadas por:

$$\tilde{Q}_g = \tilde{U}_g \tilde{A}_g (\theta_g - \theta_j) \quad (5.14)$$

$$\tilde{Q}_t = \tilde{U}_{int} \tilde{A}_t (\theta_t - \theta_j) \quad (5.15)$$

$$\tilde{Q}_{wj} = \sum_{i=1}^4 \tilde{Q}_{wj,i} = \sum_{i=1}^4 \tilde{U}_{int} \tilde{A}_{wj,i} (\theta_{wj,i} - \theta_j) \quad (5.16)$$

$$\tilde{Q}_{eqj} = \sum_{i=1}^{n_{eq,j}} \tilde{Q}_{eqj,i} = \sum_{i=1}^{n_{eq,j}} \tilde{h} \tilde{A}_{eqj,i} (\theta_{eqj,i} - \theta_j) \quad (5.17)$$

onde  $\tilde{A}_i = A_i/L^2$  e  $\tilde{A}_g$ ,  $\tilde{A}_{wj,i}$ ,  $\tilde{A}_{eqj,i}$  e  $\tilde{A}_t$  representam as áreas adimensionais de contato com o solo, com a parede lateral ( $1 \leq i \leq 4$ ), com equipamentos ( $1 \leq i \leq n_{eq,k}$ ), e com o teto, respectivamente. Aqui,  $n_{eqj}$  é o número de equipamentos (ou partes de equipamentos) no nível  $j$ , e  $\theta_i = T_i/T_\infty$  é a temperatura no local identificado pelo sub-índice apropriado. Além disso,  $\tilde{h} = hL^2/(\dot{m}_{ref} c_p)$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e o equipamento com geração de calor, as paredes, o solo e o teto, onde, para simplicidade do modelo,  $h$  foi considerado aproximadamente igual a  $70 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ , o qual foi um valor obtido através do ajuste experimental do modelo matemático. Este resultado está de acordo com  $h \sim 10^2 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$  para gases em convecção forçada.  $\tilde{U}_g = U_g L^2/(\dot{m}_{ref} c_p)$  e  $\tilde{U}_{int} = U_{int} L^2/(\dot{m}_{ref} c_p)$  são os coeficientes globais de transferência de calor adimensionais internos ar/solo e ar/parede, respectivamente, onde  $U_g = 1/(1/h + \delta/k_g)$ ,  $U_{int} = 1/(1/h + 0,5 t_w/k)$ ,  $k_g$  é a condutividade térmica do solo,  $t_w$  é a espessura da parede,  $k$  é a condutividade térmica da parede,  $\delta$  é a distância a partir da qual o solo não é termicamente afetado pelos tubos ou pelo gabinete, i.e., a distância após a qual o gradiente de temperatura no solo é pequeno o suficiente. Assim, para qualquer  $\delta$  maior, nenhuma alteração significativa no campo de temperaturas é observada.

### 5.3.4 - Elemento de volume do tipo ii (material sólido da parede)

Cada nível  $j$  possui quatro paredes laterais,  $1 \leq i \leq 4$ . Cada parede constitui um elemento de volume. As paredes interagem com o ar de fora e de dentro do abrigo, tanto quanto com o teto e entre elas. A temperatura da parede  $i$  no nível  $j$  ( $\theta_{wj,i}$ ) é obtida a partir da primeira lei da termodinâmica, conforme se segue:

$$\frac{d\theta_{wj,i}}{d\tau} = \frac{\gamma_w}{\zeta_{j,i}} \left( -\tilde{Q}_{wj,i} + \tilde{Q}_{\text{ext}} - \sum_{l=1}^4 \tilde{k}_l \tilde{A}_{cw,l} \frac{\theta_{wj,i} - \theta_{wj,l}}{\Delta\xi} \right) \quad (5.18)$$

O terceiro termo dentro dos colchetes é o somatório dos fluxos de calor entre a parede  $i$  no nível  $j$  e as duas paredes em contato com esta no mesmo nível ( $l = 1, 2$ ), à parede no nível acima ( $l = 3$ ) e à parede no nível anterior ( $l = 4$ ).

Quando  $j = 1$ , a parede mais baixa ( $l = 4$ ) é o chão ( $\theta_{wj,l} = \theta_g$ ). Quando  $j = n_{\text{lev}}$ , a parede no nível acima é o teto do gabinete. Também nota-se que  $\gamma_w = c_p/c_w$ ,  $\tilde{k} = kL/(\dot{m}_{\text{ref}} c_p)$  é a condutividade térmica adimensional das paredes,  $\zeta_{j,i}$  é a massa adimensional de material sólido na parede no EV,  $\Delta\xi = \Delta z/L$  é a distância adimensional entre os pontos centrais dos elementos de volume que estão interagindo energeticamente, e  $\tilde{A}_{cw,l}$  é a área de contato adimensional entre as paredes. O fluxo de calor entre a parede e o meio externo possui duas componentes, uma devido à radiação e outra devido a convecção e condução

$$\tilde{Q}_{\text{ext}} = \tilde{Q}_{\text{rad}} + \tilde{Q}_{\text{cvcd}} \quad (5.18')$$

$$\tilde{Q}_{\text{rad}} = \tilde{A}_{wj,i} \left[ \alpha \tilde{\tau} + \varepsilon \tilde{\sigma} (\theta_{\text{céu}}^4 - \theta_{wj,i}^4) \right] \quad (5.19)$$

$$\tilde{Q}_{\text{cvcd}} = \tilde{U}_{\text{ext}} \tilde{A}_{wj,i} (\theta_{\infty} - \theta_{wj,i}) \quad (5.20)$$



onde  $\alpha$  é a absorptividade da parede,  $\tilde{I} = I L^2 / (\dot{m}_{ref} c_p T_\infty)$ ,  $I$  é a radiação solar média na região (DUFFIE e BECKMANN, 1974),  $\varepsilon$  é a emissividade da parede,  $\tilde{\sigma} = \sigma L^2 / (\dot{m}_{ref} c_p)$ ,  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann,  $\theta_\infty$  é a temperatura do ar externo;  $\theta_{céu} = [(T_\infty - 6) / T_\infty]$  é a temperatura do céu (SWINBANK, 1963 e WHILLIER, 1967) e  $\tilde{U}_{ext} = U_{ext} L^2 / (\dot{m}_{ref} c_p)$  é o coeficiente de transferência de calor adimensional por convecção/condução entre a parede e o ar externo,  $U_{ext} = 1 / (1/h_{ext} + 0,5 t_w / k)$  e  $h_{ext}$  é o coeficiente de transferência de calor entre o ar externo e as paredes.

Quando  $j = n_{lev}$ , é necessário calcular a temperatura do teto do gabinete ( $i = 5$ ) usando:

$$\frac{d\theta_{wj,5}}{d\tau} = \frac{\gamma_w}{\zeta_{j,5}} \left( -\tilde{Q}_t + \tilde{Q}_{ext} - \sum_{l=1}^4 \tilde{k}_l \tilde{A}_{cw,l} \frac{\theta_{wj,5} - \theta_{j,l}}{\Delta\xi} \right) \quad (5.21)$$

A Eq. (5.21) é um caso especial da Eq. (5.18) uma vez que no nível  $j = n_{lev}$  existe o teto, uma quinta parede ( $i = 5$ ) para calcular a temperatura, ao invés de 4 paredes laterais. Também, a interação de energia do teto é com as quatro paredes laterais do nível anterior ( $l = 1, 2, 3, 4$ ).

### 5.3.5 - Elemento de volume do tipo iii (Equipamento interno)

Cada nível  $j$  ( $1 \leq j \leq n_{lev}$ ) possui  $n_{eq,j}$  partes de equipamentos identificados pelos índices  $i$  ( $1 \leq i \leq n_{eq,j}$ ). Cada parte de equipamento constitui um elemento de volume que interage com o ar dentro do gabinete. Tais partes podem ou não gerar calor. Aplicando a primeira lei da termodinâmica à cada EV, é possível calcular a temperatura do equipamento  $i$  no nível  $j$ :

$$\frac{d\theta_{eqj,i}}{d\tau} = \frac{\gamma_{eqj,i}}{\zeta_{eqj,i}} \left( \tilde{Q}_{genj,i} - \tilde{Q}_{eqj,i} \right) \quad (5.22)$$

onde  $\zeta_{eq,j,i}$  é a massa adimensional do equipamento, e  $\tilde{Q}_{gen,j,i}$  é o calor gerado adimensional pelo equipamento.

### 5.3.6 - Elemento de volume do tipo iv (ar em circulação no tubo)

Os dutos de resfriamento foram divididos em  $n_t$  elementos de volume do tipo iv, como mostra a Fig. 5.4, de maneira a capturar a variação de temperatura ao longo dos tubos (a partir da saída quente do abrigo até a reentrada dentro do abrigo, resfriada pelo circuito enterrado). Cada elemento de volume  $k$  ( $1 \leq k \leq n_t$ ) possui um comprimento  $L$ , o qual é requerido como parâmetro de entrada da simulação numérica. O elemento de volume interage energeticamente com o solo e com outros elementos dos dutos que estão suficientemente perto, i.e., quando a distância entre tubos é menor que o raio da região afetada termicamente nas proximidades do tubo,  $d_t \leq \delta$ . Na seção 5.4 será comentado como estimar  $\delta$  baseado em medidas experimentais e em simulações numéricas.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica para cada EV, obtém-se:

$$\frac{d\theta_k}{d\tau} = \frac{\gamma_v}{\zeta_k} \left[ \tilde{Q}_k + \psi(\theta_{in,k} - \theta_k) \right] \quad (5.23)$$

a qual fornece  $\theta_k$ , a temperatura adimensional do elemento de volume de tubo  $k$ .

A taxa de transferência de calor adimensional líquida  $\tilde{Q}_k$  é calculada de acordo com dois cenários: (i) sem interação de energia entre tubos ( $d_t > \delta$ ), ou (ii) com interação de energia entre tubos ( $d_t \leq \delta$ ). Na Equação (5.23),  $\zeta_k$  e  $\theta_{in,k}$  são as massas de ar e temperatura de entrada do ar adimensionais em cada elemento de volume. A temperatura de entrada do ar é igual à temperatura do ar de saída do elemento precedente, a qual é definida como  $\theta_{k-1}$  para todos  $k$  exceto para  $k = 1$ , quando esta é igual a  $\theta_{n_{lev}}$ .

O cálculo de  $\tilde{Q}_k$  é realizado de acordo com:

(i) sem interação de energia entre tubos ( $d_t > \delta$ ):

$$\tilde{Q}_k = \frac{\theta_k - \theta_g}{\frac{1}{2\pi\tilde{r}_i\tilde{h}_t} + \frac{1}{2\pi\tilde{k}_t} \ln\left(1 + \frac{\tilde{t}_t}{\tilde{r}_i}\right) + \frac{1}{2\pi\tilde{k}_g} \ln\left(1 + \frac{\tilde{\delta}}{\tilde{r}_e}\right)} \quad (5.24)$$

onde  $\tilde{r}_i$  representa o raio interno adimensional do tubo,  $r_i/L$ ;  $\tilde{r}_e$  é o raio externo adimensional,  $r_e/L$ ;  $\tilde{t}_t$  é a espessura adimensional da parede do tubo,  $t_t/L$ , tal que  $\tilde{r}_e = \tilde{r}_i + \tilde{t}_t$ ;  $\tilde{k}_t$  e  $\tilde{k}_g$  são as condutividades térmicas adimensionais da parede do tubo e do solo, respectivamente, e  $\tilde{\delta}$  é o comprimento adimensional da região afetada termicamente no solo.

(ii) tubos interagindo energeticamente ( $d_t \leq \delta$ ):

$$\tilde{Q}_k = \tilde{Q}_{it} + \tilde{Q}_{solo} = \tilde{U}_{it}\tilde{A}_{it}(\theta_{it} - \theta_k) + \tilde{U}_{tg}\tilde{A}_{solo}(\theta_g - \theta_k) \quad (5.25)$$

$$\tilde{U}_{tg} \cong \frac{1}{\left(\frac{1}{\tilde{h}_t} + \frac{\tilde{\delta}}{\tilde{k}_g} + \frac{\tilde{t}_t}{\tilde{k}_t}\right)} \quad \tilde{U}_{it} \cong \frac{1}{\left(\frac{2}{\tilde{h}_t} + \frac{2\tilde{t}_t}{\tilde{k}_t} + \frac{\tilde{d}_t}{\tilde{k}_g}\right)} \quad (5.26)$$

onde  $\tilde{Q}_{it}$  e  $\tilde{Q}_{solo}$  representam as taxas de transferência de calor adimensionais entre tubos, e entre tubo e solo, respectivamente;  $\theta_{it}$  representa a temperatura do ar no segmento de tubo adjacente,  $\tilde{U}_{it}$  é o coeficiente global de transferência de calor adimensional entre a corrente de ar em dois braços de dutos de resfriamento;  $\tilde{U}_{tg}$  é o coeficiente global de transferência de calor adimensional entre o ar interno ao tubo

e o solo;  $\tilde{h}_t$  é coeficiente de transferência de calor por convecção adimensional dentro dos tubos;  $\tilde{A}_{it}$  é a porção adimensional da superfície do EV que troca calor com outro tubo e  $\tilde{A}_{solo}$  é a porção adimensional da superfície do EV que troca calor com o solo.

Como os tubos foram arranjados horizontalmente, qualquer segmento particular de tubo é vizinho com outro tubo na lateral, ou com o solo. Portanto, para esta configuração admite-se  $A_{it} = A_{solo} = \pi DL/2$ , conforme mostra a Fig. 5.5.

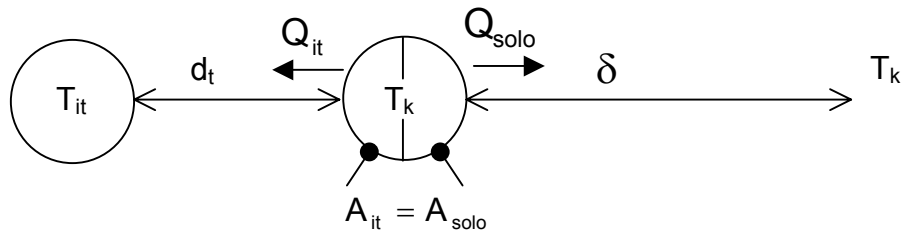


Figura 5.5 - Esquema da interação térmica entre tubos e solo

### 5.3.7 - Vazão mássica de ar e potência de ventiladores

A potência de ventilação  $\dot{W}$ , utilizada na circulação de ar através de um braço do trocador de calor enterrado (ver figura 5.1) é calculada por:

$$\dot{W} = \left( \frac{\pi D^2}{4} V \right) \rho V^2 \left( 2f \frac{L_b}{D} + n_c \frac{K}{2} \right) \quad (5.27)$$

onde  $L_b$  é o comprimento total de um ramo de tubulação,  $D$  é o diâmetro do tubo e  $n_c$  é o número de curvas associado a um ramo, possuindo um coeficiente de perda de pressão local,  $K$ . Considerou-se que as perdas na entrada e na saída dos tubos são desprezíveis.

Para regime laminar,  $f = \frac{16}{Re_D} = \frac{16\nu}{VD}$  (BEJAN, 1993), tem-se,

$$\dot{W} = \frac{\pi D^2}{4} \rho V^3 \left[ 2 \frac{16v}{VD} \frac{L_b}{D} + n_c \frac{K}{2} \right] \quad (5.28)$$

e para regime turbulento,  $f = 0,079 \text{Re}_D^{-1/4} = 0,079 \left( \frac{v}{VD} \right)^{0,25} \left( 2 \times 10^3 < \text{Re}_D < 2 \times 10^4 \right)$ ,

$$\dot{W} = \frac{\pi D^2}{4} \rho V^3 \left[ 2 \times 0,079 \left( \frac{v}{VD} \right)^{0,25} \frac{L_b}{D} + n_c \frac{K}{2} \right] \quad (5.29)$$

A versão adimensional das Eqs. (5.28) e (5.29) são escritas usando a adimensionalização apresentada anteriormente na Eq. (5.5) para a potência de ventilação adimensional, i.e.,  $\tilde{W} = \dot{W} \frac{\rho^2 L^4}{\dot{m}_{\text{ref}}^3}$ , como segue:

$$\tilde{W} = \frac{\psi_b^3}{\tilde{A}_s^2} \left[ 32 \frac{\rho \pi D v}{4 \psi_b \dot{m}_{\text{ref}}} \frac{L_b}{D} + n_c \frac{K}{2} \right] \quad (5.30)$$

$$\tilde{W} = \frac{\psi_b^3}{\tilde{A}_s^2} \left[ 2 \times 0,079 \left( \frac{\rho \pi D v}{4 \psi_b \dot{m}_{\text{ref}}} \right)^{0,25} \frac{L_b}{D} + n_c \frac{K}{2} \right] \quad (5.31)$$

onde  $\tilde{A}_s = \pi D^2 / 4 / L^2$  é a área adimensional da seção do tubo e  $\psi_b = \rho V \pi D^2 / 4 / \dot{m}_{\text{ref}}$  é a vazão mássica adimensional em um ramo de tubulação.

Os resultados numéricos apresentados na seção 5.4 correspondem a uma potência de ventilação fixa. Neste caso, a vazão mássica adimensional em um único ramo,  $\psi_b$ , pode ser calculada resolvendo tanto a Eq. (5.30) ou (5.31) iterativamente e a vazão mássica adimensional total que circula através do sistema,  $\psi$ , pode ser calculada a partir do número total de ramos de dutos de resfriamento no trocador de calor,  $n_b$ :

$$\psi = n_b \psi_b \quad (5.32)$$

### 5.3.8 - Umidade relativa do ar

A umidade relativa do ar em qualquer instante pode ser calculada a partir da temperatura do ar e de uma condição de umidade relativa inicial em  $t = 0$ ,  $\phi_{i0}$ . A pressão parcial do vapor inicial é calculada por:

$$p_{v,i} = \phi_{i0} p_{vs}(T_{i0}) \quad (5.33)$$

onde  $p_{vs}(T_{i0})$  representa a pressão de saturação da água no EV com temperatura inicial,  $T_{i0}$ , e o índice “i” refere-se a cada EV com ar em circulação.

Observando que o abrigo (gabinete) opera essencialmente como um sistema fechado, considerou-se que a umidade absoluta permanece constante. Portanto, a umidade relativa,  $\phi_i$  em cada EV com ar em circulação é dada por,

$$\phi_i = \frac{p_{v,i}}{p_{vs}(T_i)} \quad (5.34)$$

onde  $p_{vs}(T_i)$  representa a pressão de saturação da água avaliada na temperatura do ar dentro do EV,  $T_i$ . Quando o EV contém somente elementos sólidos,  $\phi_i = 0$ .

## 5.4 - Simulação numérica e experimentos

Partindo de condições iniciais dadas, a solução para as temperaturas no centro das células é avançada no tempo até o regime permanente ou até um tempo de simulação pré-especificado ser alcançado. O sistema de equações diferenciais ordinárias é integrado no tempo explicitamente usando um método de Runge-Kutta de 4ª – 5ª ordem de passo adaptativo (KINCAID e CHENEY, 1991).

O passo no tempo é ajustado automaticamente de acordo com o erro de truncamento local, o qual é mantido abaixo de um valor especificado ( $10^{-6}$  neste estudo). Quando a solução transiente não é requerida, o sistema é resolvido diretamente para a solução em regime permanente. Para tanto, os termos com derivadas no tempo nas Eqs. (5.11), (5.18), (5.21), (5.22), e (5.23) são igualados a zero e o sistema de equações algébricas não lineares resultante é resolvido para as temperaturas no centro das células usando o método quasi-Newton (KINCAID e CHENEY, 1991).

Em ambas abordagens numéricas, após as temperaturas no centro das células serem obtidas, a umidade relativa nos elementos de volumes são computadas com base nas Eqs. (5.33) e (5.34). Nos casos analisados neste estudo, a convergência foi obtida nos processos iterativos quasi-Newton quando a norma Euclideana do resíduo do sistema era menor do que  $10^{-6}$ .

Um abrigo foi construído em campo de acordo com a configuração descrita nas Figs. 5.1 e 5.3. A idéia foi validar os resultados numéricos obtidos com o modelo matemático apresentado na seção 5.3 através de uma comparação direta com medidas de temperatura e umidade relativa para um caso típico. O teste consistiu na medida de temperatura e umidade relativa em intervalos de 100 s, com um sistema computacional de aquisição de dados, por um período de 24 horas em uma condição de operação especificada. Sensores de alta precisão para temperatura (YSI 44004 – resistência 2250  $\Omega$  a 25 °C – YSI Inc.) e umidade relativa (UPS 500 – Ohmic Instruments Co.) foram utilizados para realizar as medidas. O abrigo experimental possuía dimensões internas de 3,18 m (comprimento) x 2,59 m (largura) x 3,00 m (altura), e espessura de parede de  $t_w = 0,16$  m.

Outros parâmetros, geométricos, físicos, de operação, e dados iniciais utilizados tanto nos experimentos quanto nas simulações numéricas estão mostrados na Tabela 5.1. Dois equipamentos eletrônicos geraram calor continuamente durante o teste, com um total de 1,5 kW, e foram colocados 1,2 m acima do solo. Na simulação numérica, o abrigo foi dividido em três níveis iguais de 1 m de altura ( $n_{lev} = 3$ ), portanto os equipamentos foram colocados no nível  $j = 2$ .

O procedimento para validar os resultados numéricos obtidos com o modelo matemático consistiu em realizar uma simulação computacional do comportamento térmico e psicrométrico do gabinete pelo mesmo período de tempo das medidas experimentais, i.e., 24 horas. Com o método de Runge-Kutta de passo adaptativo no tempo, a execução da simulação para o experimento de 24 horas durou menos de 30 minutos, em um PC Laptop de 600 MHz.

Na simulação numérica, a radiação solar foi levada em conta considerando a incidência solar nas paredes do topo, norte e leste a partir de 05:00 até 11:00 AM, e nas paredes de topo, oeste e sul a partir de 11:00 AM até 05:00 PM, e nenhuma incidência solar de 05:00 PM até 05:00 AM.

Tabela 5.1 - Propriedades físicas e parâmetros utilizados na simulação numérica e otimização do sistema

$A_{eq2,i} = 4,86 \text{ m}^2 \text{ (i = 1,2)}$	$\sigma = 5,669 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4)$	$\dot{W} = 150 \text{ W}$
$m_{eq2,i} = 1.973 \text{ kg (i = 1,2)}$	$I = 200 \text{ W/m}^2$	$T_{t,0} = 289,15 \text{ K}$
$c_{eq2,i} = 896 \text{ J/(kg.K) (i = 1,2)}$	$\delta = 0,2 \text{ m}$	$t_0 = 33.300 \text{ s (2:15 PM)}$
$\dot{Q}_{gen2,i} = 750 \text{ W (i = 1,2)}$	$\phi_0 = 0,607$	$m_{ref} = 1 \text{ kg}$
$\rho = 1,165 \text{ kg/m}^3$	$L = 1 \text{ m}$	$\dot{m}_{ref} = 1 \text{ kg/s}$
$c_v = 700 \text{ J/(kg.K)}$	$n_t = 46$	$k_t = 2 \text{ W/(m.K)}$
$c_p = 1.000 \text{ J/(kg.K)}$	$n_c = 10$	$k_g = 1,5 \text{ W/(m.K)}$
$c_w = 840 \text{ J/(kg.K)}$	$n_b = 2$	$T_0 = 292,15 \text{ K}$
$k = 0,068 \text{ W/(m.K)}$	$K = 0,9$	$T_\infty = 293,15 \text{ K}^*$
$h = 70 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$	$D = 0.25 \text{ m}$	$T_{m\acute{a}x} = 295,15 \text{ K}$
$Pr = 0,72$	$t_t = 0,0254 \text{ m}$	$T_{m\acute{i}n} = 292,15 \text{ K}$
$\alpha = \varepsilon = 0,6$	$t_w = 0,16 \text{ m}$	$T_g = 289,15 \text{ K}$

\* Simulação em regime permanente



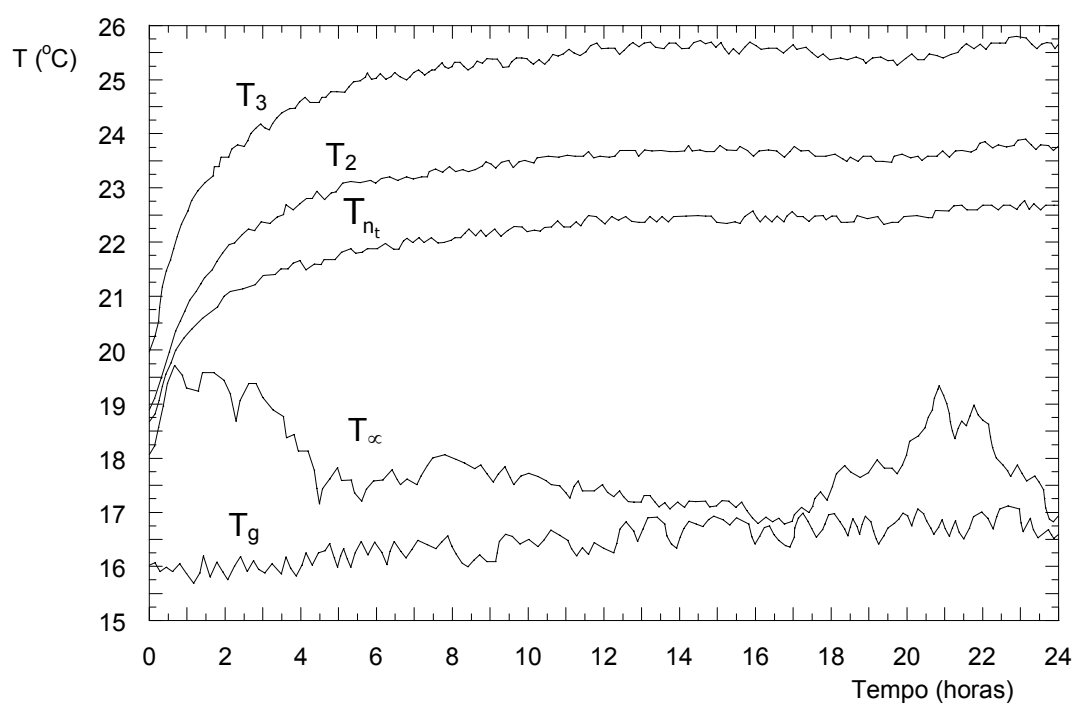
A temperatura externa,  $T_{\infty}$ , foi mantida constante nas simulações em regime permanente. Entretanto, para simulações em regime transiente, de maneira a simular a temperatura externa real durante o ciclo diário, a temperatura externa foi aproximada por uma função coseno:

$$T_{\infty} = T_{\min} + \frac{\Delta T}{2} - \frac{\Delta T}{2} \cos \left[ \frac{\pi(t - t_0)}{43200} \right] \quad (5.35)$$

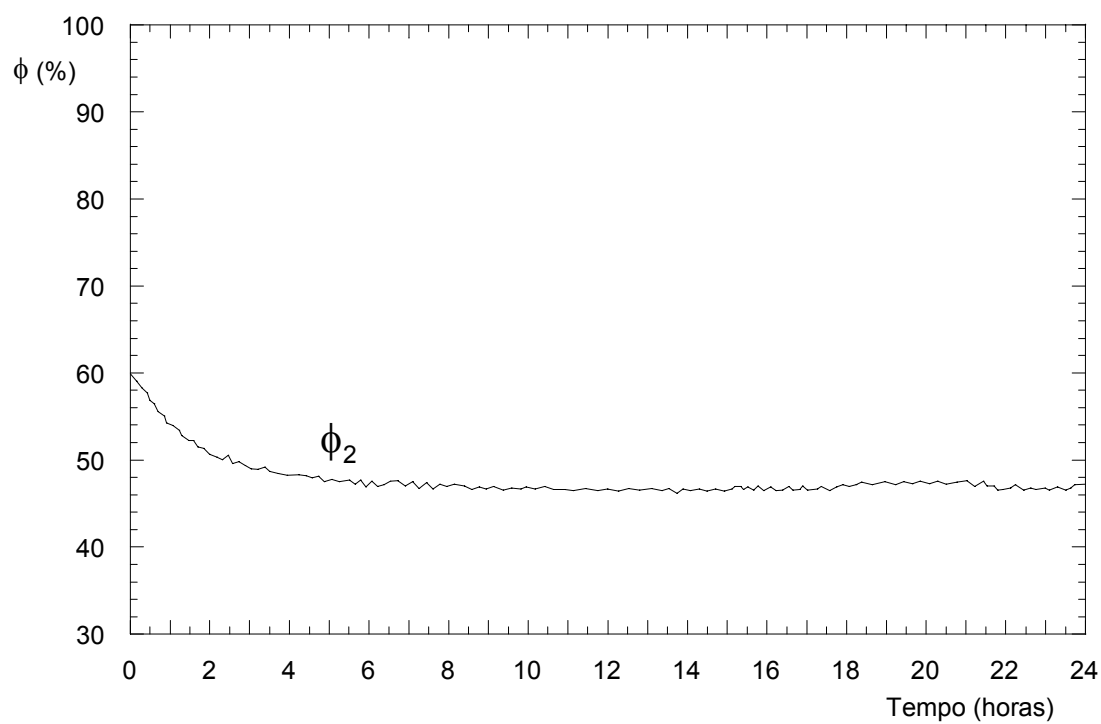
onde  $\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$ ;  $t$  é o tempo de simulação, em segundos, e  $t_0$  é o tempo inicial de simulação, em segundos, o qual é calculado com a diferença entre o tempo do dia quando a simulação começa e o tempo quando a mínima temperatura é observada na região onde o abrigo está localizado. A Equação (5.35) fornece a máxima temperatura 12 horas (43.200 s) após a mínima temperatura ser observada, e assim por diante.

O gráfico 5.4a mostra as medidas de temperatura experimentais tomadas durante o teste para as temperaturas no nível  $j = 2$  e 3 (ar de saída do abrigo no terceiro nível),  $T_2$  e  $T_3$ , entrada de ar no abrigo (ar resfriado retornando dos tubos enterrados),  $T_{nt}$ , temperatura ambiente externa,  $T_{\infty}$ , e temperatura do solo,  $T_g$ . Os equipamentos foram ligados às 14:15 h (2:15 PM), i.e., no tempo em que o teste iniciou. O gráfico 5.4b mostra as medidas de umidade relativa interna no nível  $j = 2$ ,  $\phi_2$ , durante o teste.

Os resultados numéricos obtidos com o modelo matemático desenvolvido na seção 5.3 estão mostrados nos gráficos 5.5a e 5.5b (linhas retas), junto com os resultados experimentais (pontos). Para executar o programa de simulação, uma estimativa da distância da região do solo não influenciada termicamente pelo tubo,  $\delta$  - correspondente à operação em regime permanente do trocador de calor solo-ar - deve ser dada como dado de entrada. Para tanto, uma série de simulações foi realizada para estimar o valor de  $\delta$ . Inicialmente, para a primeira simulação,  $\delta$  foi estimado a partir da condução de calor através da escala do solo  $(\alpha_{\tau} t)^{1/2}$ .

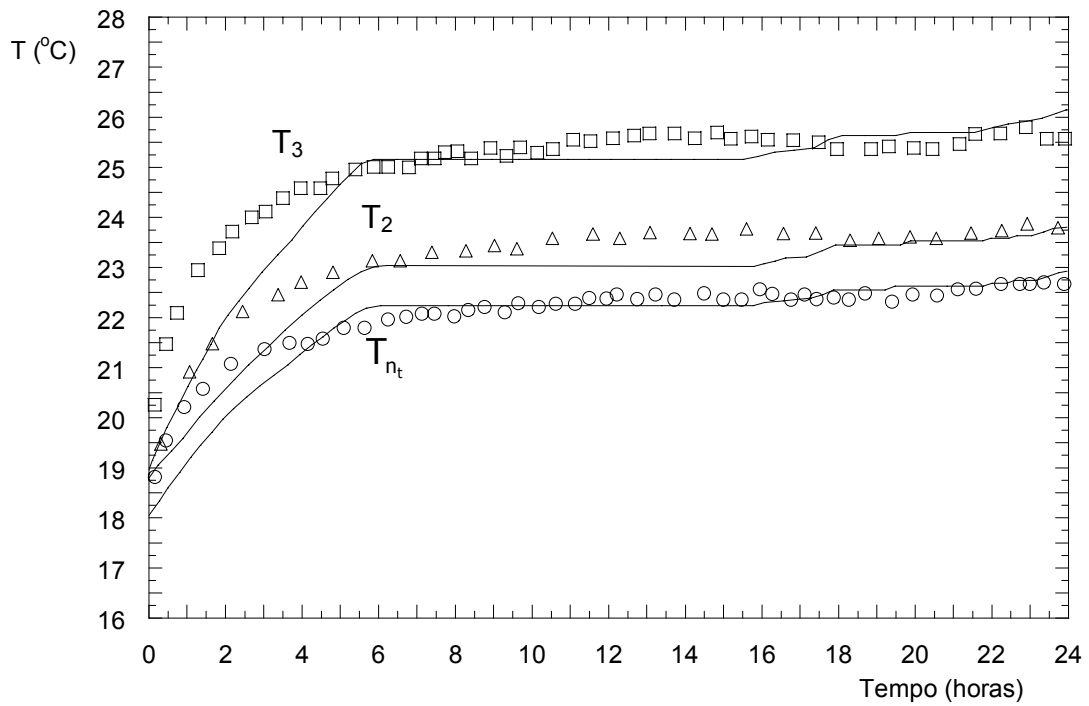


(a)

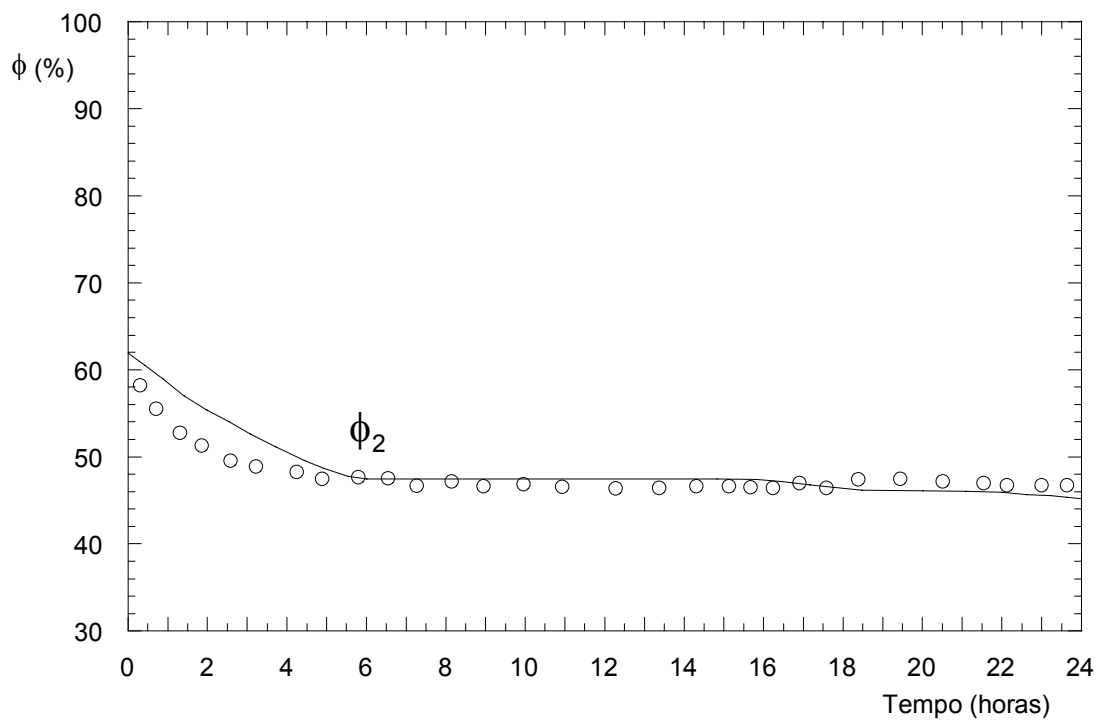


(b)

Gráfico 5.4 - Medidas de temperatura (a) e umidade relativa (b) no abrigo



(a)



(b)

Gráfico 5.5 - Validação experimental de resultados numéricos para o abrigo típico: temperaturas (a) e umidade relativa (b)

A simulação mostrou que o regime permanente é estabelecido após aproximadamente dois dias e naquele momento o valor correspondente de  $\delta$  está na faixa de 0,2 m a 0,3 m. Os resultados estão em uma correspondência qualitativa e quantitativa muito boa, tanto para as temperaturas quanto para as umidades relativas para  $\delta = 0,2$  m. Este valor foi determinado através da variação crescente de  $\delta$  até que nenhuma variação nos resultados fosse observada, com um erro relativo entre soluções sucessivas mantida abaixo de 1 %.

O erro absoluto máximo nas simulações numéricas foi de 0,5 °C, com respeito às temperaturas medidas após as primeiras 6 horas. A precisão dos resultados durante o transiente inicial pode ser melhorada através de uma melhor estimativa das propriedades de inércia térmica dos objetos contidos no abrigo.

Portanto, os resultados são confiáveis após o transiente inicial. Uma vez que os abrigos operam continuamente por longos períodos de tempo, o código computacional foi validado pela comparação direta com medidas experimentais para o caso típico, e portanto, é esperado que simulações numéricas irão apresentar resultados confiáveis para prever o comportamento térmico e psicrométrico de abrigos similares em condições diferentes, e também para procedimentos de projeto e otimização, que é o objetivo da seção seguinte.

## 5.5 - Otimização da geometria do trocador de calor geotérmico

O programa de simulação desenvolvido e validado experimentalmente foi utilizado para a otimização da geometria de um trocador de calor de solo (terra-ar) sob a restrição de potência de ventilação total fixa, conforme se segue:

$$\tilde{W}_{\text{tot}} = n_b \tilde{W}, \text{ fixa} \quad (5.36)$$

onde  $\tilde{W}$  é a potência de ventilação de um ramo de tubulação.

Duas características da geometria de trocador de calor foram analisadas: o número de ramos trabalhando em paralelo,  $n_b$  e o comprimento de tubo de um braço ( $n_t L$ ). No processo de otimização, assumiu-se regime permanente, e nenhuma interação de energia entre os ramos, i.e.,  $d_t > \delta$ , de acordo com a Eq. (5.24). Observa-se que o tubo foi dividido em  $n_t$  segmentos de comprimento  $L$ , para computação numérica (ver seção 5.4).

O gráfico 5.6 foi obtido executando o programa de simulação para diferentes valores de  $n_t$  e  $n_b$ , e registrando a maior temperatura do ar dentro do abrigo,  $\theta_h$ .

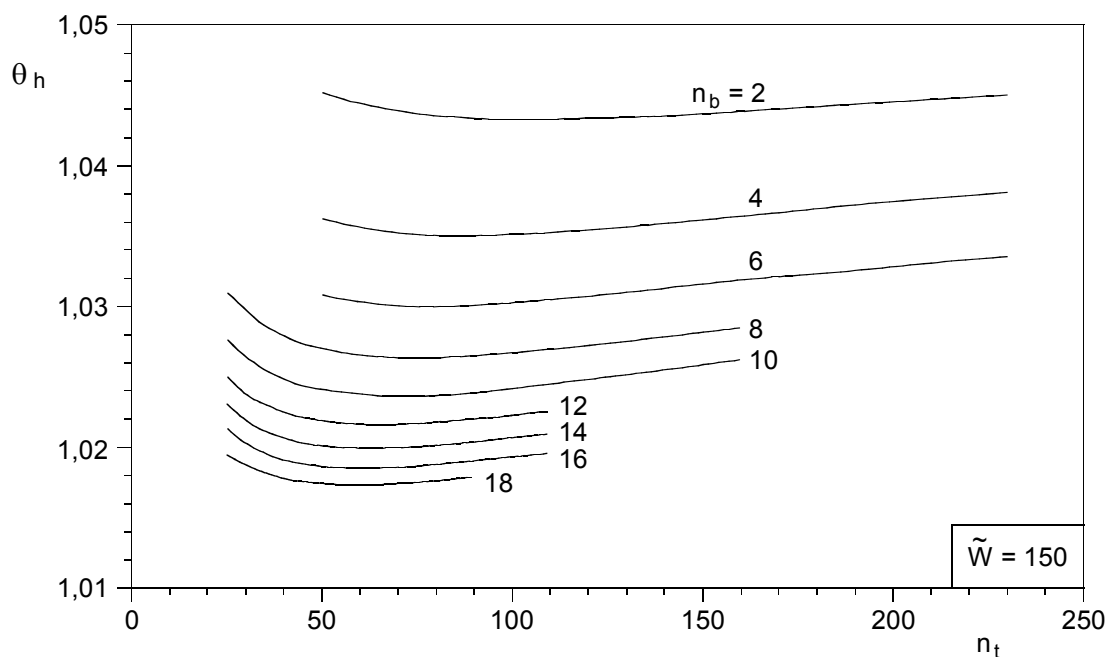


Gráfico 5.6 - Minimização da temperatura máxima do abrigo em relação ao número de ramos de tubos enterrados

Para o procedimento de otimização, o sistema de equações do modelo matemático foi resolvido diretamente para a solução em regime permanente, e o tempo de execução para cada caso [i.e., para cada par  $(n_t, n_b)$ ] foi menos do que 15 segundos em um PC Laptop 600 MHz.

Pode ser observado que um comprimento de tubo ótimo (i.e. número de segmentos de tubo,  $n_t$ ) existe. A situação mais vantajosa é quando um grande número de tubos paralelos é usado ( $n_b$  é grande, e  $n_t$  é pequeno). Este fato é melhor ilustrado no gráfico 5.7, onde a menor (mínima) das mais altas temperaturas dentro do abrigo,  $\theta_{h,min}$  e o correspondente número ótimo de segmentos de tubos (divisões),  $n_t$  estão plotados para vários valores de  $n_b$ .

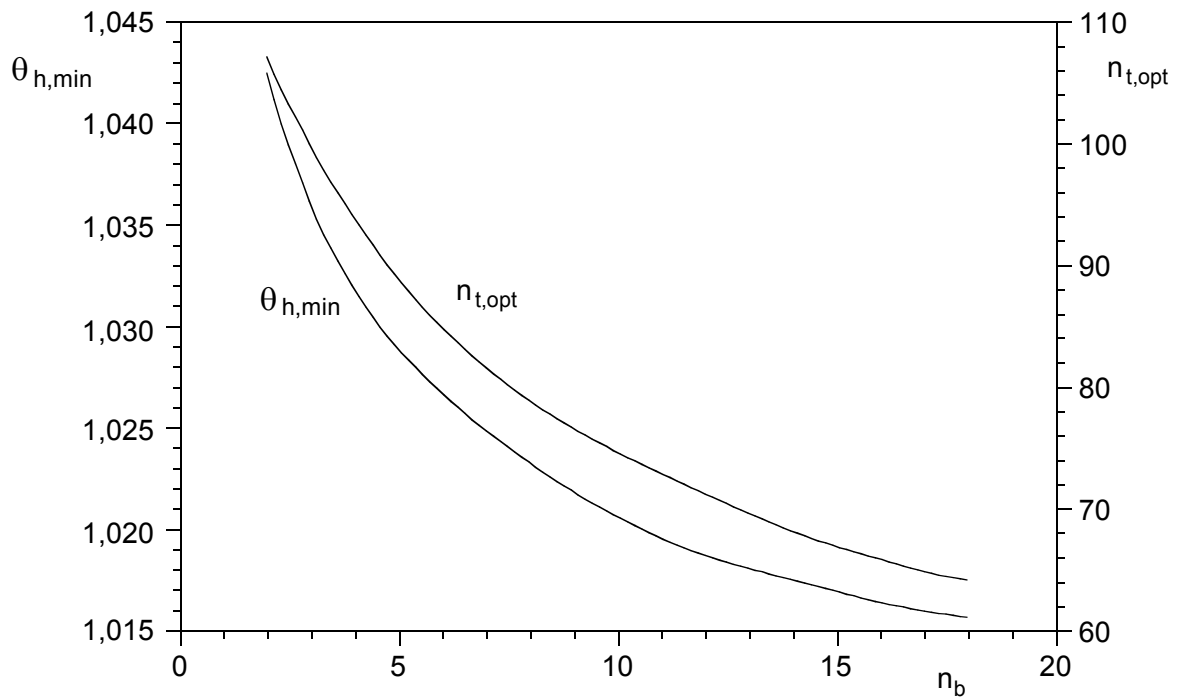


Gráfico 5.7 - Comprimento ótimo e mínima temperatura máxima do abrigo em relação ao número de tubos enterrados e ramos

O uso da expressão desenvolvida na seção 5.2 para o comprimento ótimo de tubo o qual apresenta máxima transferência de calor, no estudo aplicado, está de acordo, em ordem de magnitude, com o comprimento ótimo de tubo obtido numericamente com um modelo mais complexo (i.e., que considera número de curvas, dependência do fator de atrito e coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos em relação ao número de Reynolds). Foi também observado que, na Eq. (5.9), a dependência de  $\tilde{L}_{opt}$  do número de ramos é possível de ser considerada substituindo  $\tilde{W}$  por  $\tilde{W}_{tot} = n_b \tilde{W}$ , de acordo com a Eq. (5.36). Portanto, o

comprimento ótimo de tubo para configurações similares à aplicação prática estudada neste capítulo pode ser estimada com precisão razoável com a expressão analítica apresentada na Eq. (5.9).

## Capítulo 6

### 6 - Otimização de motores Stirling

#### 6.1 - Modelo termodinâmico

Este capítulo desenvolve um modelo matemático para simular a operação de motores Stirling em regime transiente, com coeficientes de transferência de calor variáveis durante o ciclo. Grupos adimensionais apropriados são identificados e parâmetros de projeto e operação são definidos.

Simulações numéricas para motores Stirling que utilizam o mecanismo de disco deslizando são realizadas, buscando parâmetros ótimos para eficiência máxima do ciclo. Resultados generalizados de otimização são apresentados em gráficos adimensionais.

A Figura 6.1 mostra o mecanismo de acionamento de disco deslizando utilizado em motores Stirling, representando dois cilindros e o regenerador. O modelo termodinâmico divide-se em três elementos de volume: volume 1 (espaço quente), volume 2 (espaço frio) e volume 3 (regenerador), e considera comportamento de gás perfeito para o fluido de trabalho.

Por razões de generalidade na obtenção dos resultados, a análise é conduzida para apenas um conjunto termodinâmico definido conforme a Fig. 6.1. O



motor como um todo, é composto por vários conjuntos assim definidos, que têm desempenho termodinâmico idêntico. É suficiente, portanto, a análise termodinâmica de apenas um conjunto.

Desta maneira, a potência (ou trabalho) total resultante do motor é obtida multiplicando-se o número total de conjuntos pela potência (ou trabalho) de um conjunto. Com este mecanismo de acionamento do motor, o volume total de expansão,  $V_1$ , e volume total de compressão,  $V_2$ , variáveis ao longo do tempo de simulação, são definidos por:

$$V_1 = V_h + V_{d-1} + \frac{V_{s-1}}{2} [1 + \cos(\omega t + \alpha)] \quad (6.1)$$

$$V_2 = V_c + V_{d-2} + \frac{V_{s-2}}{2} [1 + \cos(\omega t)] \quad (6.2)$$

onde  $V_h$  e  $V_c$  são os volumes ocupados pelos trocadores de calor quente e frio, respectivamente;  $V_{d-1}$  e  $V_{d-2}$  são os volumes mortos dos volumes de expansão e compressão, respectivamente, e  $V_{s-1}$  e  $V_{s-2}$  são os volumes totais varridos de expansão e compressão para cada cilindro, respectivamente.

O ângulo  $\alpha$  é o ângulo de fase entre as variações de volume do espaço de expansão e as variações de volume do espaço de compressão. O número total de conjuntos termodinâmicos definidos conforme a Fig. 6.1 resulta diretamente do valor do ângulo de fase,  $\alpha$ . Por exemplo, no mecanismo de disco deslizante adotado neste trabalho, com  $\alpha = 90^\circ$ , o resultado é um motor de 4 cilindros e, portanto, com 4 conjuntos. A Figura 6.2 ilustra a relação entre o ângulo de fase e o número de conjuntos resultantes.

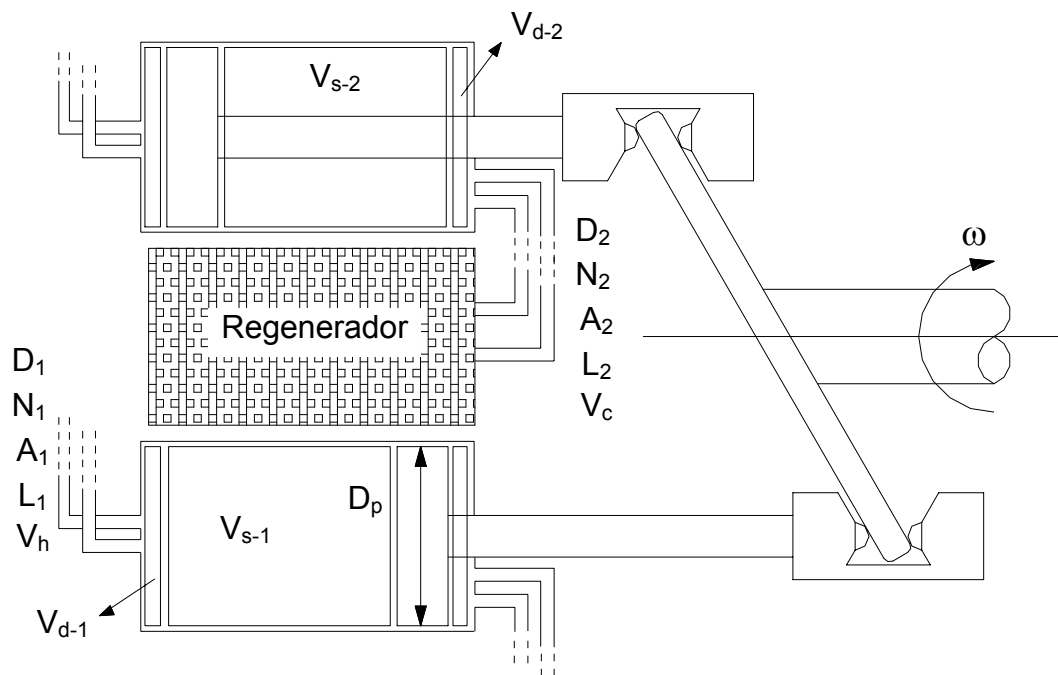


Figura 6.1 - Diagrama esquemático de um conjunto termodinâmico definido para o mecanismo de disco deslizante ("swashplate")

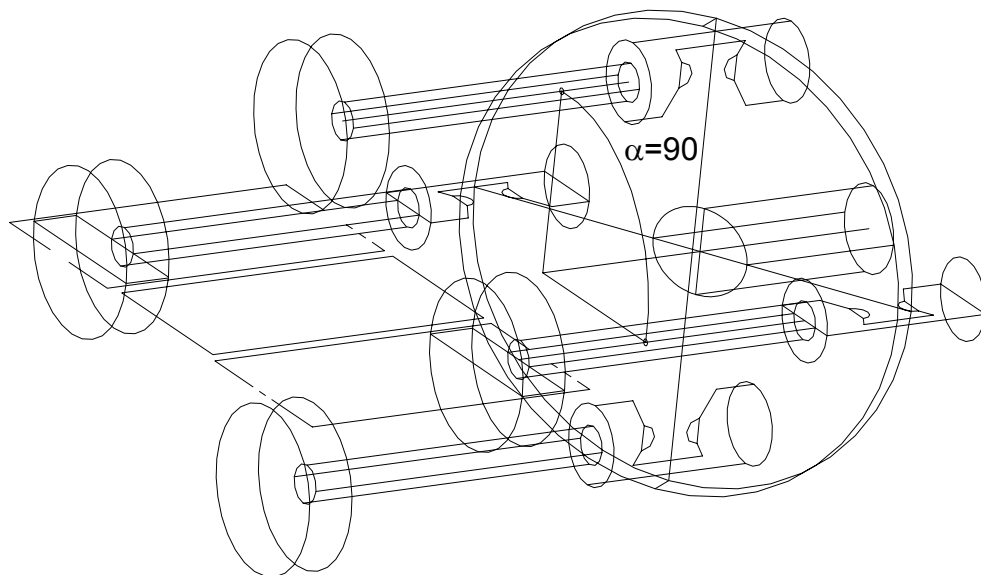


Figura 6.2 - Diagrama tridimensional do conjunto termodinâmico indicando o ângulo  $\alpha$  de defasagem entre pistões

Observa-se pelas Eqs. (6.1) e (6.2) acima que a soma ( $V_h + V_{d-1}$ ) representa o volume morto total da expansão e a soma ( $V_c + V_{d-2}$ ) representa o volume morto total da compressão. As derivadas no tempo dos volumes de expansão e de compressão para o mecanismo de disco deslizante serão:

$$\frac{dV_1}{dt} = -\frac{V_{s-1}}{2} \omega \cdot \text{sen}(\omega t + \alpha) \quad (6.3)$$

$$\frac{dV_2}{dt} = -\frac{V_{s-2}}{2} \omega \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (6.4)$$

Os volumes  $V_h$  e  $V_c$  são funções da geometria dos trocadores de calor:

$$V_h = \frac{N_1 L_1 \pi D_1^2}{4} \quad (6.5)$$

$$V_c = \frac{N_2 L_2 \pi D_2^2}{4} \quad (6.6)$$

onde  $N_1$ ,  $L_1$  e  $D_1$  são, respectivamente, o número de tubos, comprimento e diâmetro dos tubos do trocador de calor do lado quente e  $N_2$ ,  $L_2$  e  $D_2$  são o número de tubos, comprimento e diâmetro dos tubos do trocador de calor do lado frio.

Assumindo uma pressão interna uniforme,  $p$ , e desprezando o volume ocupado pelo gás no regenerador, escrevem-se as equações de conservação da massa e da energia para os volumes de expansão e de compressão do conjunto termodinâmico, como se segue:

$$\frac{dm_1}{dt} = \dot{m} \quad (6.7)$$

$$c_v \frac{d(m_1 T_1)}{dt} = \dot{Q}_1 - p \frac{dV_1}{dt} + c_p \dot{m} T_{c-1} \quad (6.8)$$

$$\frac{dm_1}{dt} + \frac{dm_2}{dt} = 0 \quad (6.9)$$

$$c_v \frac{d(m_2 T_2)}{dt} = \dot{Q}_2 - p \frac{dV_2}{dt} + c_p \dot{m} T_{c-2} \quad (6.10)$$

onde  $T_{c-1}$  e  $T_{c-2}$  são temperaturas condicionais que dependem do sentido do fluxo do gás dentro do motor e da troca de calor no regenerador;  $m_1$  e  $T_1$ , são respectivamente, massa e temperatura no volume de expansão;  $m_2$  e  $T_2$ , são as variáveis equivalentes do volume de compressão;  $c_p$  e  $c_v$  - calor específico do fluido de trabalho a pressão e a volume constante, respectivamente, e  $\dot{Q}_1$  e  $\dot{Q}_2$  são as taxas de transferência de calor instantâneas nos trocadores de calor do lado quente e do lado frio, respectivamente.

Combinando a equação de estado de cada volume na forma diferencial com as Eqs. (6.8), (6.9) e (6.10), obtém-se as equações diferenciais para o cálculo da pressão interna e da massa no volume de expansão:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{(\gamma - 1) \left( \frac{\dot{Q}_1}{T_{c-1}} + \frac{\dot{Q}_2}{T_{c-2}} \right) + p\gamma \left( \frac{1}{T_{c-1}} \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{T_{c-2}} \frac{dV_2}{dt} \right)}{\frac{V_1}{T_{c-1}} + \frac{V_2}{T_{c-2}}} \quad (6.11)$$

$$\frac{dm_1}{dt} = \left( \frac{V_1}{R\gamma T_{c-1}} \right) \frac{dp}{dt} + \left( \frac{p}{RT_{c-1}} \right) \frac{dV_1}{dt} + \frac{\dot{Q}_1}{c_p T_{c-1}} \quad (6.12)$$

onde  $R$  é a constante do gás e  $\gamma$  é a relação  $c_p / c_v$ .

Para expressar a troca de calor da matriz do regenerador com o gás são utilizados os coeficientes  $a$  e  $b$ , cujo valor se alterna entre 0 e 1 em função do sentido do fluxo no regenerador:

$$\dot{Q}_R = m_R c_R \frac{dT_m}{dt} = c_p [a(T_2 - T_R) + b(T_R - T_1)] \frac{dm_1}{dt} \quad (6.13)$$

onde  $T_R$  - temperatura do gás na saída do regenerador;  $T_m$  - temperatura da matriz do regenerador e o produto  $m_R c_R$  é massa da matriz multiplicada pelo calor específico do material do regenerador. Os coeficientes  $a$  e  $b$  são calculados por:

$$(a = 1) \text{ e } (b = 0) \text{ para } \frac{dm_1}{dt} > 0 \quad (6.14)$$

ou

$$(a = 0) \text{ e } (b = 1) \text{ para } \frac{dm_1}{dt} < 0 \quad (6.15)$$

A temperatura  $T_R$  é determinada considerando-se que a efetividade do regenerador,  $\varepsilon$ , é função também do sentido do fluxo do gás e das temperaturas  $T_1$ ,  $T_2$  e  $T_m$ , como se segue:

$$T_R = a[T_2 + \varepsilon(T_m - T_2)] + b[T_1 + \varepsilon(T_m - T_1)] \quad (6.16)$$

As temperaturas condicionais  $T_{c-1}$  e  $T_{c-2}$  são, portanto, definidas por:

$$T_{c-1} = a.T_R + b.T_1 \quad (6.17)$$

$$T_{c-2} = a.T_2 + b.T_R \quad (6.18)$$

A Equação (6.13) é reescrita, explicitando  $dT_m / dt$ , obtendo:

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{c_p \varepsilon}{m_R c_R} [a(T_2 - T_m) + b(T_m - T_1)] \frac{dm_1}{dt} \quad (6.19)$$

As taxas de transferência de calor nos volumes de expansão e de compressão são obtidas através das seguintes equações:

$$\dot{Q}_1 = h_1 A_1 (T_h - T_1) \quad (6.20)$$

$$\dot{Q}_2 = h_2 A_2 (T_c - T_2) \quad (6.21)$$

onde  $h_1A_1$  e  $h_2A_2$  são os produtos dos coeficientes de transferência de calor por convecção pela área de troca de calor nos volumes de expansão e compressão, respectivamente. As áreas de troca de calor,  $A_1$  e  $A_2$ , são dadas por:

$$A_1 = N_1 L_1 \pi D_1 \quad (6.22)$$

$$A_2 = N_2 L_2 \pi D_2 \quad (6.23)$$

Os coeficientes de troca de calor por convecção são variáveis ao longo do ciclo de funcionamento do motor devido à variação do fluxo de gás e são calculados utilizando a correlação de Colburn (BEJAN, 1995a), como se segue:

$$h = \frac{0,023 \text{ Re}_D^{4/5} \text{ Pr}^{1/3} k}{D} \quad (6.24)$$

onde  $k$  é condutividade térmica do gás;  $\text{Pr}$  é número de Prandtl do gás, e  $\text{Re}_D$  é número de Reynolds com base no diâmetro interno do tubo.

## 6.2 - Modelagem adimensional

Para a realização do estudo de otimização de parâmetros do motor, para máxima eficiência, adota-se uma restrição de volume que caracteriza a disponibilidade finita de espaço para a alocação do motor.

Define-se, portanto, o seguinte volume de referência, a ser mantido fixo durante o processo de otimização:

$$V^* = V_C + V_h + V_{d-1} + V_{d-2} + V_{s-1} + V_{s-2} \quad (6.25)$$

Para adimensionalizar o modelo matemático, foram utilizados os seguintes valores de referência:

$$\begin{aligned}
 t^* &= \frac{2\pi}{\omega} & D^* &= D_p & A^* &= \frac{V^*}{D^*} \\
 h^* &= \frac{m_t c_v}{t^* A^*} & p^* &= \frac{m_t R T_c}{V^*} & T^* &= T_c & M^* &= \frac{m_R c_R}{m_t c_p}
 \end{aligned} \tag{6.26}$$

As variáveis adimensionais são definidas como se segue:

$$\begin{aligned}
 \tilde{t} &= \frac{t}{t^*} & \tilde{T}_i &= \frac{T_i}{T_c} & \tilde{p} &= \frac{p}{p^*} \\
 \tilde{m}_i &= \frac{m_i}{m_t} & \tilde{V}_1 &= \frac{V_1}{V^*} & \tilde{V}_2 &= \frac{V_2}{V^*}
 \end{aligned} \tag{6.27}$$

Adicionalmente, definem-se os seguintes parâmetros adimensionais para o motor:

$$\begin{aligned}
 \tilde{h}_i &= \frac{h_i}{h^*} & \tilde{D}_i &= \frac{D_i}{D^*} & \tilde{A}_i &= \frac{A_i}{A^*} \\
 \tilde{V}_i &= \frac{V_i}{V^*} & \tilde{L}_i &= \frac{L_i}{D^*} & \tilde{T}_h &= \frac{T_h}{T_c}
 \end{aligned} \tag{6.28}$$

O índice  $i$ , das Eqs. (6.27) e (6.28), refere-se aos pontos do conjunto termodinâmico da Fig. 6.1,  $s-1$ ,  $s-2$ ,  $d-1$ ,  $d-2$ ,  $c$ ,  $h$ ,  $1$ ,  $2$ ,  $m$ ,  $R$ ,  $c-1$ ,  $c-2$ , significando volume varrido de expansão, volume varrido de compressão, volume morto de expansão, volume morto de compressão, trocador de calor frio, trocador de calor quente, espaço de expansão, espaço de compressão, matriz do regenerador, fluido no regenerador, temperatura condicional no espaço de expansão e temperatura condicional de compressão, respectivamente, nas variáveis que se aplicarem.

Substituindo as variáveis adimensionais nas Eqs. (6.11), (6.12) e (6.19) obtém-se:

$$\frac{d\tilde{p}}{d\tilde{t}} = \frac{\left( \frac{\tilde{h}_1 \cdot \tilde{A}_1 \cdot (\tilde{T}_h - \tilde{T}_1)}{\tilde{T}_{c-1}} + \frac{\tilde{h}_2 \cdot \tilde{A}_2 \cdot (1 - \tilde{T}_2)}{\tilde{T}_{c-2}} \right) + \tilde{p}k \left( \frac{1}{\tilde{T}_{c-1}} \frac{d\tilde{V}_1}{d\tilde{t}} + \frac{1}{\tilde{T}_{c-2}} \frac{d\tilde{V}_2}{d\tilde{t}} \right)}{\frac{\tilde{V}_1}{\tilde{T}_{c-1}} + \frac{\tilde{V}_2}{\tilde{T}_{c-2}}} \quad (6.29)$$

$$\frac{d\tilde{m}_1}{d\tilde{t}} = \left[ \tilde{V}_1 \frac{d\tilde{p}}{d\tilde{t}} + \tilde{p} \frac{d\tilde{V}_1}{d\tilde{t}} - \tilde{h}_1 \cdot \tilde{A}_1 \cdot (\tilde{T}_h - \tilde{T}_1) \right] \frac{1}{k \cdot \tilde{T}_{c-1}} \quad (6.30)$$

$$\frac{d\tilde{T}_m}{d\tilde{t}} = \frac{\varepsilon}{M^*} \left[ a(\tilde{T}_2 - \tilde{T}_m) + b(\tilde{T}_m - \tilde{T}_1) \right] \frac{d\tilde{m}_1}{d\tilde{t}} \quad (6.31)$$

As temperaturas adimensionais  $\tilde{T}_R$ ,  $\tilde{T}_{c-1}$  e  $\tilde{T}_{c-2}$  são definidas como se segue:

$$\tilde{T}_R = a[\tilde{T}_2 + \varepsilon(\tilde{T}_m - \tilde{T}_2)] + b[\tilde{T}_1 + \varepsilon(\tilde{T}_m - \tilde{T}_1)] \quad (6.32)$$

$$\tilde{T}_{c-1} = a \cdot \tilde{T}_R + b \cdot \tilde{T}_1 \quad (6.33)$$

$$\tilde{T}_{c-2} = a \cdot \tilde{T}_2 + b \cdot \tilde{T}_R \quad (6.34)$$

Para a análise e otimização do motor, definem-se os seguintes parâmetros relacionados com a distribuição de volumes no motor: i)  $\sigma$  : definido como a fração do volume de referência,  $V^*$ , ocupada pelo volume total varrido do conjunto termodinâmico,  $(\tilde{V}_{s-1} + \tilde{V}_{s-2})$  ; ii)  $\varphi$  : relação entre o volume total varrido na expansão,  $\tilde{V}_{s-1}$ , e o volume total varrido,  $(\tilde{V}_{s-1} + \tilde{V}_{s-2})$  ; iii)  $\psi$  : relação entre o volume alocado aos trocadores de calor,  $(\tilde{V}_h + \tilde{V}_c)$ , e o volume morto total,  $(\tilde{V}_{d-1} + \tilde{V}_{d-2} + \tilde{V}_h + \tilde{V}_c)$  ; iv)  $x$  : relação entre o volume do trocador de calor quente,  $\tilde{V}_h$ , e o volume total alocado aos trocadores de calor,  $(\tilde{V}_h + \tilde{V}_c)$  ; v)  $\beta$  : relação entre o volume de referência  $V^*$  e  $\pi \cdot D_p^3$ , utilizando-se este último parâmetro para permitir



o estudo da influência da relação entre o volume de referência e o diâmetro do pistão estabelecidos em projeto, no desempenho do motor.

Adicionalmente, são definidos parâmetros relacionados com as áreas e dimensões dos trocadores de calor: i)  $y$  : definido como sendo a relação entre a área de trocador de calor quente,  $\tilde{A}_1$  , e a área total de troca de calor,  $(\tilde{A}_1 + \tilde{A}_2) = \tilde{A}$  ; ii)  $Z_1$  : relação entre o comprimento dos tubos do trocador de calor quente,  $\tilde{L}_1$  , e o diâmetro dos mesmos tubos,  $\tilde{D}_1$  ; iii)  $Z_2$  : relação entre o comprimento dos tubos do trocador de calor frio,  $\tilde{L}_2$  , e o diâmetro dos mesmos tubos,  $\tilde{D}_2$  ; iv)  $w$  : relação entre o diâmetro  $\tilde{D}_2$  e o diâmetro  $\tilde{D}_1$ .

Pode-se mostrar que os parâmetros acima definidos possuem as seguintes relações entre si:

$$w = \frac{y(1-x)}{x(1-y)} \quad (6.35)$$

$$(\tilde{V}_h + \tilde{V}_c) = \psi(1-\sigma) \quad (6.36)$$

$$\tilde{D}_1 = \frac{4(\tilde{V}_h + \tilde{V}_c)}{[y + (1-y)w]\tilde{A}} \quad (6.37)$$

Utilizando a correlação de Eucken  $k = \mu(c_p + 5.R / 4)$  (REID et al., 1987) para a condutividade térmica do gás e  $Re_D = \dot{m}.L.D / (\mu.V)$  para o número de Reynolds em função da vazão em massa, comprimento, diâmetro do tubo e volume ocupado pelo fluido de trabalho no trocador de calor, obtém-se as expressões para  $\tilde{h}_1.\tilde{A}_1$  e  $\tilde{h}_2.\tilde{A}_2$  em função da vazão em massa adimensional  $d\tilde{m}_1/d\tilde{t}$  , das propriedades do gás e dos parâmetros adimensionais de projeto previamente definidos:

$$\tilde{h}_1 \cdot \tilde{A}_1 = \frac{\gamma^{1/3} (9\gamma - 5)^{2/3}}{27,39} \left[ \left( \frac{\mu V^* t^*}{m_t D_p^2} \right) \left( \frac{Z_1^4 y \tilde{A}}{\tilde{D}_1} \right) \right]^{1/5} \left( \left| \frac{d\tilde{m}_1}{d\tilde{t}} \right| \right)^{4/5} \quad (6.38)$$

$$\tilde{h}_2 \cdot \tilde{A}_2 = \frac{\gamma^{1/3} (9\gamma - 5)^{2/3}}{27,39} \left\{ \left( \frac{\mu V^* t^*}{m_t D_p^2} \right) \left[ \frac{Z_2^4 (1-y) \tilde{A}}{w \tilde{D}_1} \right] \right\}^{1/5} \left( \left| \frac{d\tilde{m}_1}{d\tilde{t}} \right| \right)^{4/5} \quad (6.39)$$

Resolvendo o sistema de equações diferenciais ordinárias formado pelas Eqs. (6.29), (6.30) e (6.31), complementado pelas Eqs. (6.32), (6.33), (6.34), (6.38) e (6.39), no intervalo de tempo adimensional ( $0 \leq \tilde{t} \leq 1$ ) obtém-se as propriedades termodinâmicas do gás ao longo de um ciclo de operação. Este intervalo de tempo representa o tempo necessário para a realização de um ciclo completo do motor.

O trabalho líquido,  $\tilde{W}$ , e a troca térmica,  $\tilde{Q}_1$ , por ciclo, são determinadas resolvendo as seguintes equações simultaneamente ao sistema descrito anteriormente:

$$\frac{d\tilde{W}}{d\tilde{t}} = \tilde{p} \left( \frac{d\tilde{V}_1}{d\tilde{t}} + \frac{d\tilde{V}_2}{d\tilde{t}} \right) \quad (6.40)$$

$$\frac{d\tilde{Q}_1}{d\tilde{t}} = \tilde{h}_1 \tilde{A}_1 (\tilde{T}_h - \tilde{T}_1) \quad (6.41)$$

Atribuindo o valor zero para  $\tilde{W}$  e para  $\tilde{Q}_1$  no início do ciclo, o trabalho total  $\tilde{W}_t$  e o calor trocado com a fonte  $\tilde{Q}_{1-t}$  durante o ciclo do motor serão os valores de  $\tilde{W}$  e  $\tilde{Q}_1$  respectivamente, calculados quando  $\tilde{t} = 1$  (final de um ciclo). A eficiência do ciclo,  $\eta$ , é determinada utilizando  $\tilde{W}_t$  e  $\tilde{Q}_{1-t}$ , conforme se segue:

$$\eta = (\gamma - 1) \frac{\tilde{W}_t}{\tilde{Q}_{1-t}} \quad (6.42)$$

### 6.3 - Resultados

Para proceder à busca de valores ótimos para os parâmetros definidos foram realizadas várias simulações numéricas resolvendo-se o sistema de equações diferenciais ordinárias adimensionais definido na seção anterior, com o método de Runge-Kutta de passo adaptativo, de quarta e quinta ordem (KINCAID e CHENEY, 1991).

Para cada conjunto de parâmetros, o sistema é resolvido iterativamente até que um critério de convergência pré-estabelecido seja satisfeito, no qual as variáveis  $\tilde{p}$ ,  $\tilde{m}_1$  e  $\tilde{T}_m$  calculadas no final do ciclo ( $\tilde{t} = 1$ ) sejam próximas aos valores no início do ciclo por uma diferença percentual de 0,01%.

Nas simulações realizadas foram utilizadas as propriedades do gás adotado,  $H_2$  (BEJAN, 1993):  $c_p = 14.510 \text{ J/kg.K}$ ,  $R = 4.124 \text{ J/kg.K}$ ,  $\mu = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ , e os seguintes valores constantes  $T_c = 300 \text{ K}$ ,  $\omega = 10\pi \text{ rad/s} = 3.000 \text{ rpm}$ ,  $\alpha = 90^\circ$  e  $D_p = 0,1 \text{ m}$ .

Em primeiro lugar, foi investigada a existência de valores ótimos para os parâmetros de volume,  $\sigma$ ,  $\varphi$  e  $x$ , utilizando os seguintes valores para os parâmetros restantes:  $p^* = 10 \text{ bar}$ ,  $\beta = 2$ ,  $\psi = 0,9$ ,  $\tilde{A} = 25$ ,  $y = 0,5$ ,  $Z_1 = Z_2 = 400$ ,  $\tilde{T}_h = 3$ ,  $M^* = 8$  e  $x = 0,5$ . Note que, uma vez especificados os parâmetros  $\beta$  e  $D_p$ , o volume de referência  $V^*$  resulta, pois  $\beta = (V^* / \pi D_p^3)$ . A massa total de gás também é obtida, a partir da especificação de  $p^*$ , utilizando a Eq. (6.26).

À medida que aumenta o percentual do volume de referência ocupado pelo volume total varrido do conjunto,  $\sigma$  (0,80, 0,85 e 0,90), observa-se o aumento da eficiência do ciclo, como pode ser visto no gráfico 6.1, que foi calculada de acordo com a variação do parâmetro  $\varphi$ , que representa a variação do volume varrido de expansão em relação ao volume varrido total. Mantendo-se uma distribuição equitativa entre os volumes de troca de calor  $\tilde{V}_h$  e  $\tilde{V}_c$  expressa no parâmetro  $x =$

0,5, pode-se observar uma eficiência máxima quando  $\varphi$  é aproximadamente igual a 0,5, ou seja, para um volume varrido na expansão igual ao volume varrido na compressão. O valor ótimo de  $\varphi$  decresce ligeiramente para valores menores de  $\sigma$ .

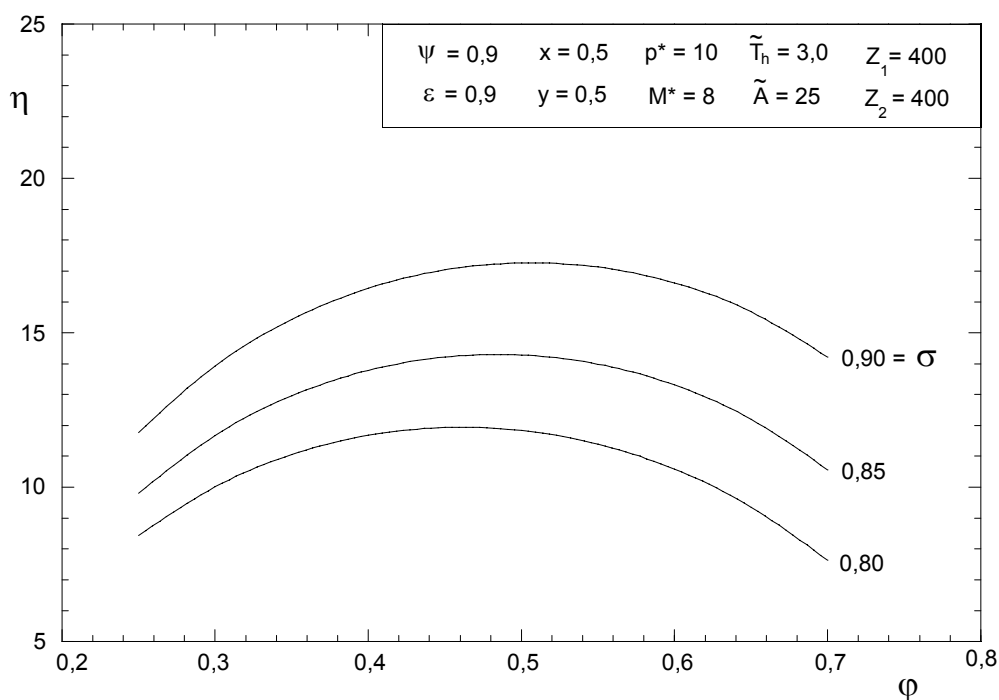


Gráfico 6.1 - Comportamento da eficiência  $\eta$  em função de  $\varphi$  com  $\sigma$  variável

Mantendo o parâmetro  $\sigma = 0,9$ , busca-se melhores eficiências variando o parâmetro  $x$ , ou seja, a distribuição de volume entre os trocadores de calor. Os resultados desta simulação são apresentados no gráfico 6.2, e indicam maiores valores de eficiência com maiores valores de  $x$ , ou seja, maiores volumes alocados ao trocador de calor do lado quente.

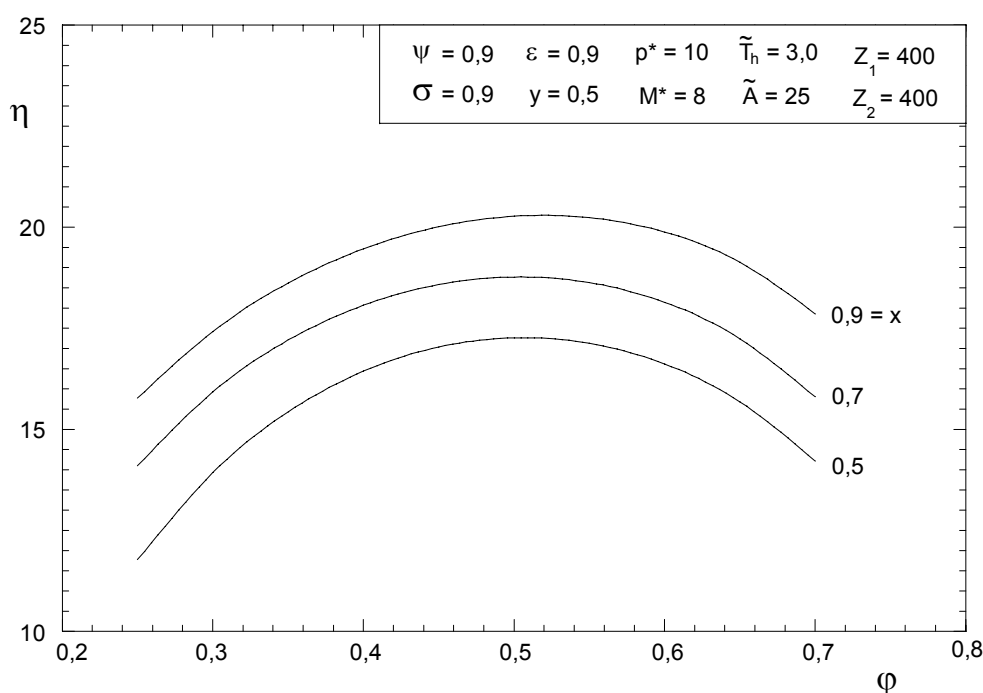


Gráfico 6.2 - Comportamento da eficiência  $\eta$  em função de  $\varphi$  com  $x$  variável

Observada a existência de máxima eficiência para um valor ótimo,  $\varphi_{ot} \cong 0,5$ , utiliza-se o modelo para estudar a influência da variação dos parâmetros  $Z_1$  e  $Z_2$ , que são as relações entre comprimento e diâmetro dos tubos dos trocadores de calor. Os resultados apresentados no gráfico 6.3 indicam que valores maiores destes parâmetros provocam um aumento na eficiência máxima do motor, tendência esta justificada pelo aumento da velocidade do fluido no interior dos tubos dos trocadores de calor (aumento do coeficiente de troca de calor) e, conseqüente redução do diâmetro, devido a restrição de área fixa de troca de calor, i.e., para  $y$  e  $\tilde{A}$  fixos.

A simulação apresentada no gráfico 6.4, indica o efeito da efetividade do regenerador,  $\varepsilon$ , na eficiência máxima. Mostra-se também, através do parâmetro  $M^*$  que o acréscimo de massa no regenerador é desnecessário a partir de  $M^* \cong 1$ .

Os gráficos 6.1 a 6.4 caracterizam o valor ótimo  $\varphi_{ot} \cong 0,5$  como “robusto”, tendo em vista que é insensível à variação de vários parâmetros de projeto. Esta é uma valiosa informação do ponto de vista de projeto do motor.

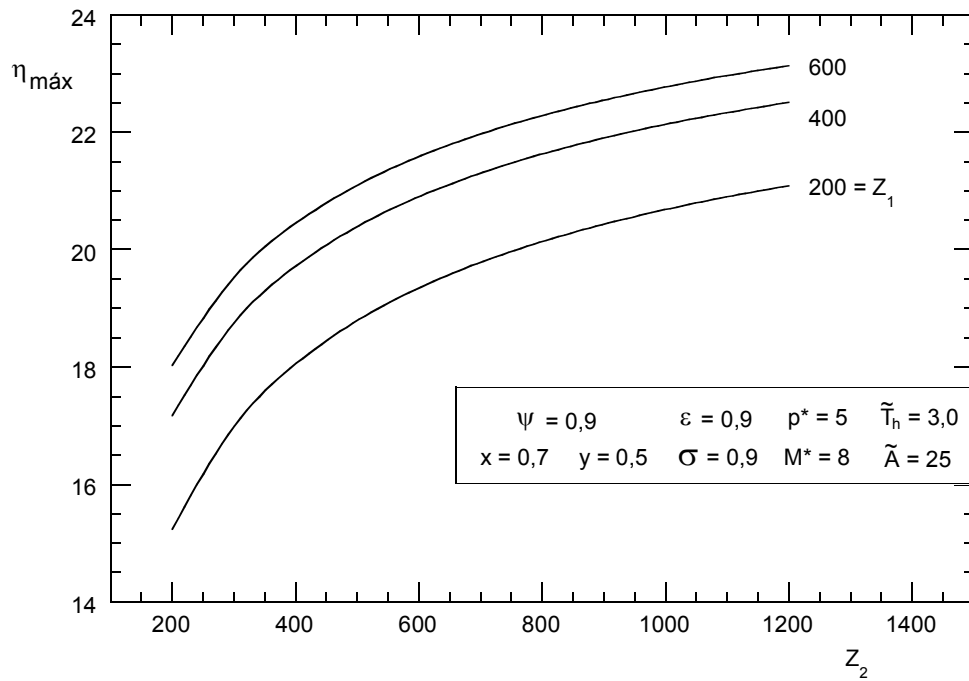


Gráfico 6.3 - Comportamento da eficiência máxima,  $\eta_{\text{máx}}$ , em função de  $Z_2$  com  $Z_1$  variável

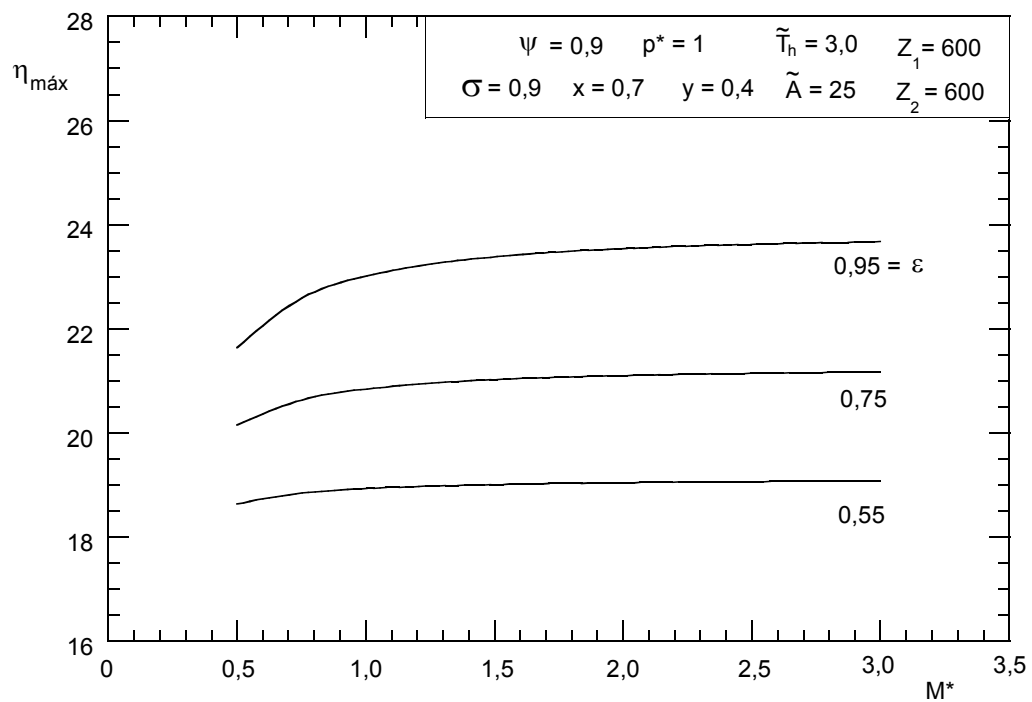


Gráfico 6.4 - Eficiência máxima  $\eta_{\text{máx}}$  em função de  $M^*$  com  $\varepsilon$  variável

O gráfico 6.5 demonstra uma segunda oportunidade de otimização geométrica do ciclo. Verifica-se que a eficiência do ciclo pode ser maximizada mais uma vez, desta feita em relação ao parâmetro  $y$ , que representa o percentual de área de troca de calor do trocador de calor quente, em relação à área de troca de calor total disponível para  $p^*$  constante e igual a 1. Este resultado é importante, uma vez que caracteriza o duplo ótimo apresentado como “robusto”, i.e., independente da variação de vários parâmetros importantes de projeto.

Por último, investiga-se o efeito da temperatura da fonte quente,  $T_h$ , na eficiência duplamente maximizada do ciclo. Os resultados apresentados no gráfico 6.6, mostram um acréscimo na eficiência com o aumento da temperatura da fonte quente. Apresenta-se também no gráfico 6.6, o trabalho total para um conjunto termodinâmico  $\tilde{W}_t$  em função de  $\tilde{T}_h$ , correspondente à eficiência duplamente maximizada.

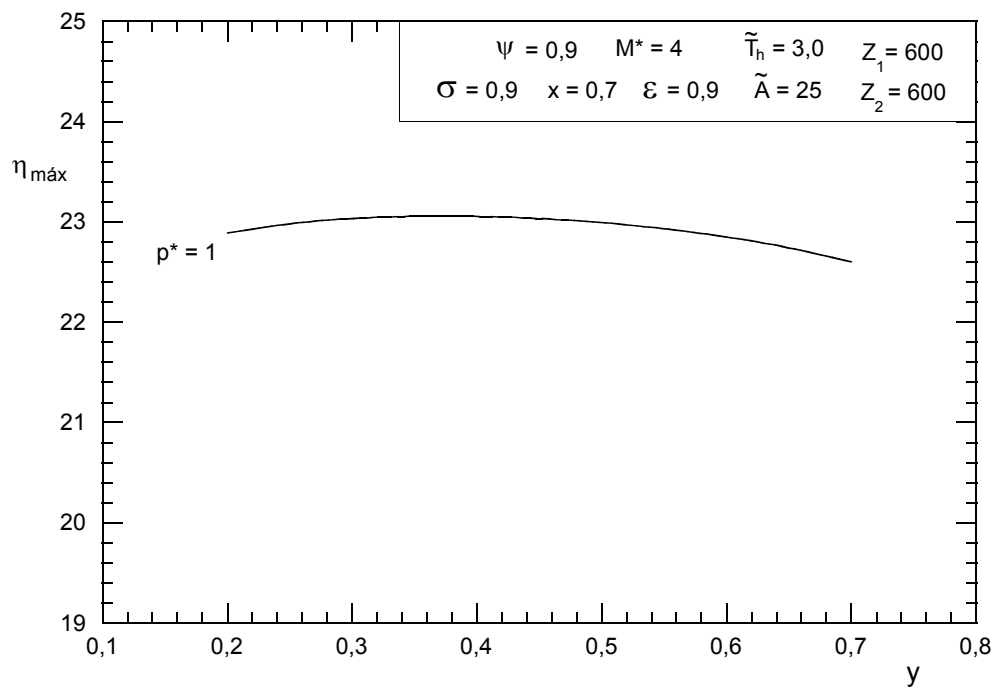


Gráfico 6.5 - Eficiência  $\eta_{\text{máx}}$  em função de  $y$  com  $p^*$  variável

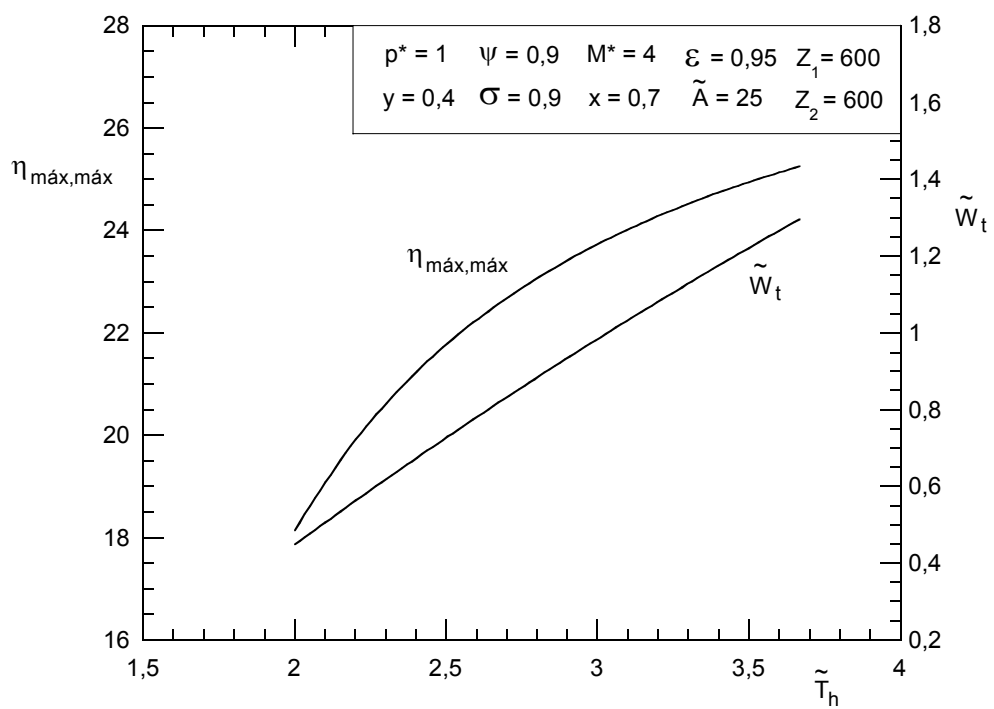


Gráfico 6.6 - Eficiência  $\eta_{\text{máx,máx}}$  e Trabalho  $\tilde{W}_t$  em função de  $\tilde{T}_h$



## Capítulo 7

### **7 - Conclusões e sugestões**

#### **7.1 - Conclusões**

Nesta tese foram desenvolvidas análises teóricas e experimentais que abordaram duas classes importantes de sistemas térmicos: i) sistemas de acondicionamento de equipamentos eletrônicos, e ii) motores térmicos. Especificamente para sistemas de acondicionamento de eletrônicos, foram analisados gabinetes e abrigos de equipamentos operando em convecção natural somente, e posteriormente, em convecção forçada, desenvolvendo novos sistemas de retirada de calor do ambiente controlado, i.e., trocadores de calor ar/água e geotérmicos, cujos projetos são também produtos desta tese. Para a análise de motores térmicos, foi selecionado o motor Stirling. O ponto comum das análises foi o desenvolvimento de uma nova técnica alternativa para a modelagem matemática, simulação e otimização de sistemas térmicos. O objetivo atingido com a análise de vários sistemas térmicos foi a demonstração do potencial de utilização eficiente da técnica como ferramenta de projeto e otimização na indústria e comunidade acadêmica, aqui denominada de modelo de elementos de volume.

No capítulo 3, um modelo computacional geral para pacotes eletrônicos (e.g., gabinetes que contêm equipamentos eletrônicos) foi desenvolvido. O modelo foi validado por comparação direta entre medidas de temperatura experimentais em

duas condições típicas com resultados numéricos correspondentes, com boa aproximação quantitativa e qualitativa.

O modelo permite o uso de malhas relativamente esparsas para discretizar o domínio, e mesmo assim, o modelo fornece resultados numéricos precisos, com baixo tempo computacional, a despeito da diversidade de componentes dentro do pacote (gabinete).

A principal conclusão é que o modelo pode ser utilizado como ferramenta para simulação, projeto e otimização de pacotes eletrônicos. Isto é baseado na observação de que precisão e baixo tempo computacional são obtidos.

No capítulo 4, um novo sistema de retirada de calor de gabinetes para acondicionamento de equipamentos eletrônicos foi concebido, proposto e estudado experimentalmente como um melhoramento introduzido sobre um sistema comercial convencional. Os resultados dos testes experimentais foram comparados aos resultados dos testes experimentais de um trocador de calor de alumínio ar/ar de 90 W/K (NILKO, 2004), operando no mesmo gabinete de referência, em condições de teste idênticas.

As principais conclusões desse estudo são: i) a temperatura média interna do gabinete operando com o novo sistema ar/água foi sempre significativamente inferior à temperatura média interna do gabinete operando com o trocador de calor ar/ar, nos três experimentos realizados em laboratório; ii) uma análise econômica estimou os custos mensais totais da nova instalação, demonstrando a viabilidade de aplicação do novo sistema; iii) o novo sistema ar/água tem potencial para aplicação imediata em gabinetes para acondicionamento de equipamentos eletrônicos, tendo tido excelente desempenho nos testes realizados em laboratório, e iv) diferentemente do sistema ar/ar, o novo sistema ar/água independe das condições ambientais externas (por exemplo, ar externo a alta temperatura), uma vez que depende somente da temperatura da água de abastecimento no local, geralmente em torno de 20 °C na região Sudeste do Brasil (em Curitiba, 15 °C). O sistema pode, portanto, ser utilizado mesmo nas condições mais adversas de ar ambiente externo

e insolação, esperando-se desempenho semelhante ao mostrado nos testes experimentais deste trabalho.

No capítulo 5, um estudo teórico, numérico e experimental foi desenvolvido para investigar a possibilidade de otimização da configuração (geometria) de trocadores de calor enterrados para a máxima transferência de calor. Um novo princípio de otimização fundamental foi identificado na primeira parte do capítulo, o qual é esperado estar presente em qualquer projeto de trocadores de calor de tubos enterrados.

A geometria ótima do tubo (comprimento) é apresentada adimensionalmente, em uma forma analítica fechada para aplicações gerais, como uma função de vários parâmetros dimensionais práticos. Com o objetivo de ilustrar a aplicação do princípio em projeto de engenharia, um modelo matemático foi desenvolvido para modelar um sistema eletrônico completo acondicionado em um abrigo resfriado por tubos de resfriamento enterrados.

O modelo matemático é baseado na metodologia de elementos de volume, a qual permite que a formulação seja simples o suficiente para garantir requisitos de pequenos tempos computacionais, de tal maneira que é possível simular o sistema com uma grande quantidade de configurações diferentes em procedimentos de otimização, independentemente da diversidade de componentes do sistema (e.g., equipamentos sólidos, fluidos, materiais diferentes).

Um experimento foi realizado em campo em um abrigo construído especialmente para este fim. Os resultados numéricos obtidos com o modelo foram então validados com medidas experimentais de temperatura e umidade relativa. Com o modelo matemático validado experimentalmente, a otimização do comprimento de tubos enterrados foi realizada para minimizar a temperatura máxima dentro do abrigo.

Conclui-se que o modelo pode ser usado como uma ferramenta para simulação, projeto, e otimização de pacotes eletrônicos resfriados por trocadores de

calor enterrados, uma vez que precisão e baixo tempo computacional foram combinados. Foi também observado que o comprimento ótimo de solo para configurações similares à aplicação prática estudada pode ser estimada com precisão razoável com as expressões analíticas apresentadas na Eq. (5.9).

Os resultados numéricos e experimentais também demonstraram o potencial da utilização de tubos enterrados para resfriamento de pacotes eletrônicos. O fato de que nenhum ciclo de refrigeração é requerido torna a idéia atrativa de ser implementada em locais remotos onde pacotes eletrônicos tais como os de telecomunicações são necessários.

A consideração de umidade absoluta constante foi avaliada experimentalmente e ficou demonstrado ser correta para os dados experimentais coletados no campo no caso estudado. Entretanto, pode haver condições quando a umidade absoluta irá variar (e.g., as paredes podem acumular água e possivelmente formar um reservatório de umidade, condensação de água pode ocorrer em paredes frias, e água pode também re-evaporar).

No capítulo 6, um modelo matemático foi desenvolvido para simular a operação de motores Stirling e, a seguir realizada a otimização termodinâmica do ciclo para máxima eficiência térmica. Os resultados numéricos demonstram que existe uma geometria ótima para o motor tal que a eficiência seja máxima. Os resultados numéricos foram apresentados na forma de grupos adimensionais apropriados, na forma de curvas normalizadas, portanto de caráter geral para a configuração analisada, i.e., com o uso do mecanismo de disco deslizante.

Esse estudo identificou a posição do ótimo termodinâmico, com relação a dois importantes parâmetros de projeto,  $\phi$  e  $y$ , e sua sensibilidade relativa a vários outros parâmetros do motor. Importante é a conclusão de que o ótimo termodinâmico é "robusto" (i.e., relativamente insensível) a vários parâmetros, e.g.,  $p^*$  (ou  $m_t$ ),  $\tilde{T}_h$ ,  $M^*$ ,  $\varepsilon$ ,  $Z_1$ ,  $Z_2$ ,  $x$  e  $\sigma$ . Esta conclusão é de grande utilidade do ponto de vista aplicativo para o dimensionamento do motor.

## 7.2 - Sugestões

O presente trabalho identificou várias oportunidades para o avanço do estado da arte na modelagem matemática de sistemas térmicos, bem como para o desenvolvimento prático de novos equipamentos. Assim, para a continuidade do trabalho iniciado nesta tese, destacam-se as seguintes sugestões:

1. Modelagem matemática, simulação e otimização termo-econômica de trocadores de calor ar/água para acondicionamento de eletrônicos, utilizando o modelo de elementos de volume;

2. Para os trocadores de calor geotérmicos apresentados, sugere-se melhorar o modelo matemático do sistema como um todo, para incluir efeitos de possível acúmulo de umidade nas paredes, condensação de água em paredes frias e re-evaporação da água;

3. De acordo com a teoria construtal (BEJAN, 2002), futuras melhorias na performance de trocadores de calor geotérmicos podem ser buscadas acrescentando novos graus de liberdade à geometria do sistema, e otimizando-o com relação a outros graus de liberdade. Um passo nesta direção é considerar o espaço tri-dimensional ( $L_x \times L_y \times L_z$ ) a ser preenchido com tubo de comprimento unitário  $L$ , envolto em material do solo (terra) tal que nenhuma interação de energia seja observada entre tubos adjacentes, i.e.,  $d_t > \delta$ . O volume total deve ser mantido fixo no processo de otimização. Os novos graus de liberdade são as relações  $L_x/L_z$  e  $L_y/L_z$ , cuja otimização proporcionará o formato externo do sistema, além do comprimento total do tubo descrito no capítulo 5;

4. Os resultados de otimização de parâmetros para motores Stirling apresentados no capítulo 6 foram significativos com base na primeira lei da termodinâmica apenas. Sugere-se, portanto, a melhoria do modelo matemático

acrescentando uma análise exergética com base na segunda lei da termodinâmica do sistema para mínima geração total de entropia no ciclo, e;

5. Os estudos realizados nesta tese em sistemas de acondicionamento de eletrônicos mostraram o surgimento de gradientes de temperatura consideráveis entre os equipamentos e o ambiente externo, devido à geração de calor nos eletrônicos. Assim, sugere-se um estudo sequencial experimental e teórico (modelagem matemática e simulação) da possibilidade de aproveitamento dessa energia térmica gerada nos eletrônicos como fonte quente de uma máquina térmica para co-geração em pequena escala, i.e., a produção de eletricidade e/ou frio para o próprio consumo dos equipamentos e condicionamento de ar (e.g., sistemas de refrigeração e condicionamento de ar por absorção, ciclo Stirling para refrigeração ou produção de trabalho mecânico).

## REFERÊNCIAS

ANAND, N. K.; KIM, S. H. e FLETCHER, L. S. The effect of plate spacing on free convection between heated parallel plates, **Journal of Heat Transfer**, V. 114, p. 515-518, 1992.

ASME Journal of Heat Transfer, **Journal of Heat Transfer Policy on Reporting Uncertainties in Experimental Measurements and Results**, Editorial, V. 115, p. 5-6, 1993.

ASME Journal of Heat Transfer, **Journal of Heat Transfer Policy Statement of Numerical Accuracy**, Editorial, V. 116, p. 797-798, 1994.

AXIOM Technology Co. Ltd. **User's Manual AX5810 Virtual Data Logger Part No. 925810 Rev. 1A**, Taiwan, 1992a.

AXIOM Technology Co. Ltd. **User's Manual AX758 16 Channel Relay Multiplexer, Part No. 92758 Rev. 2A**, Taiwan, 1992b.

BAR-COHEN, A. e KRAUS, A. D. **Advances in Thermal Modeling of Electronic Components and Systems**, Vol. 2, 1<sup>a</sup> Ed. New York: ASME Press, 1990.

BAR-COHEN, A. e ROHSENOW, W. M. Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates, **Journal of Heat Transfer**, V. 106, p. 116-123, 1984.

BEJAN, A. **Heat Transfer**, 1<sup>a</sup> Ed. New York: John Wiley & Sons, 1993.

BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**, 2<sup>a</sup> Ed. New York: John Wiley & Sons, 1995a.

BEJAN, A. The optimal spacing for cylinders in crossflow forced convection, **Journal of Heat Transfer**, V. 117, p. 767-770, 1995b.

BEJAN, A. Theory of heat transfer-irreversible power plants. II. The optimal allocation of heat exchange equipment, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, V. 38, p. 433-444, 1995c.

BEJAN, A. **Entropy Generation Minimization**, 1<sup>a</sup> Ed. Boca Raton, CRC Press, 1996.

BEJAN, A. **Shape and Structure, from Engineering to Nature**, 1<sup>a</sup> Ed. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2000.

BEJAN, A. Optimal internal structure of volumes cooled by single-phase forced and natural convection, **Journal of Electronic Packaging**, V. 125, No. 2, p. 200-207, 2003

BEJAN, A.; FOWLER, J. e STANESCU, G. The optimal spacing between horizontal cylinders in a fixed volume cooled by natural convection, **International Journal of Heat Mass Transfer**, V. 38, No. 11, p. 2047-2055, 1995.

BEJAN, A. e MOREGA, A. M. The optimal spacing of a stack of plates cooled by turbulent forced convection, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, V. 37, pp. 1045-1048, 1994.

BEJAN, A. e SCIUBBA, E. The optimal spacing of parallel plates cooled by forced convection, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, V. 35, p. 3259-3264, 1992.

BI, Y., CHEN, L. e WU, C. Ground Heat exchanger temperature distribution analysis and experimental verification, **Applied Thermal Engineering**, V. 22, No. 2, p. 183-189, 2002.



CATAN, M. A. e BAXTER, V. D. An optimized ground-coupled heat pump system design for northern climate applications, **ASHRAE Transactions**, V. 91, p. 1185–1203, 1985.

CHURCHILL, S. W. e CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, V.18, p. 1323-1329, 1975.

CURZON, F.L. e AHLBORN, B. Efficiency of a Carnot engine at maximum power output, **American Journal of Physics**, V. 43, p. 22-24, 1975.

DALLY, J.W. , RILEY, W.F. e McCONNELL, K.G. , **Instrumentation for Engineering Measurements**, 1ª Ed.: New York, John Wiley & Sons, p. 425, 1993.

De PAEPE, M. e JANSSENS, A. Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers, **Energy and Buildings**, V. 35, No. 4, p. 389-397, 2003.

DUFFIE, J. A. e BECKMANN, A. A. **Solar energy thermal processes**, 1ª Ed. New York: John Wiley & Sons, 1974, p. 34-37.

FINLAYSON, B. A., **The Method of Weighted Residuals and Variational Principles**, 1ª Ed., Academic Press, New York, 1972.

FLETCHER, C. A. J. **Computational Techniques for Fluid Dynamics, Vol. 1**, 1ª Ed. Berlim: Springer-Verlag, 1991.

FOWLER, A. J., LEDEZMA, G. A. e BEJAN, A., Optimal geometric arrangement of staggered plates in forced convection, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, V. 40, No. 8, p. 1795-1805, 1997.

GRANDALL, A.C. House heating with earth heat pump, **Electr. World**, V. 126, p. 94–95, 1946.

HOWLE, L. , GIORGIADIS, J., e BEHRINGER, R., Shadowgraphic Visualization of Natural Convection in Rectangular-Grid Porous Layers, **ASME HTD**, V. 206, No. 1, p. 17-24, 1992.

INGERSOLL, L. R. e PLASS, H. J. , Theory of the ground pipe heat source for the heat pump, **Heating Piping Air Conditioning Journal**, V. 20, p. 119–122, 1948.

KAVANAUGH, S. A design method for commercial ground-coupled heat pumps, **ASHRAE Transactions**, V. 101, p. 1088–1094, 1995.

KAVANAUGH, S. Ground source heat pumps, simple, efficient, reliable, **ASHRAE Journal**, V. 40, p. 31–36, 1998.

KIM, S. H.; ANAND, N. K. e FLETCHER, L. S. Free convection between series of vertical parallel plates with embedded line heat sources, **Journal of Heat Transfer**, V. 113, p. 108-115, 1991.

KINCAID, D. e CHENEY, W. **Numerical Analysis**, 1<sup>a</sup> Ed. Belmont CA: Wadsworth, 1991.

LADAS, H.G. e IBRAHIM, O.M. Finite-time view of the Stirling Engine, **Energy**, V. 19, No. 8, p. 837-843, 1994.

MATOS, R. S., VARGAS, J. V. C., LAURSEN, T. A., SABOYA, F. E. M., Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. V.44, No. 20, p. 3953 - 3961, 2001.

MATOS, R. S., VARGAS, J. V. C., LAURSEN, T. A., BEJAN, A., Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, V.47, No.6, p. 1347 - 1359, 2004.

McGARRY, M., CAMPO, A., HITT, D.L., Numerical simulations of heat and fluid flow in grooved channels with curved vanes. **Numerical Heat Transfer - Part A - Applications**, V. 46, No. 1, p. 41-54, 2004.

MEREU, S.; SCIUBBA, E. e BEJAN, A. The optimal cooling of a stack of heat generation boards with fixed pressure drop, flowrate or pumping power, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, V. 37, p. 3677-3686, 1993.

METZ, P. D. The use of ground-coupled tanks in solar-assisted heat pump systems, **ASME Transactions Journal of Solar Energy Engineering**, V. 104, p. 387-396, 1982.

METZ, P. D. A simple computer program to model three-dimensional underground heat flow with realistic boundary conditions, **ASME Transactions Journal of Solar Energy Engineering**, V. 105, p. 42-49, 1983.

MOREGA, A. M.; BEJAN, A. e LEE, S.W. Free stream cooling of a stack of parallel plates, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, V. 38, p. 519-531, 1995.

MOREGA, A. M. e BEJAN, A. Optimal spacing of parallel boards with discrete heat sources cooled by laminar forced convection, **Numerical Heat Transfer - A**, V. 25, p. 373-392, 1994.

NILKO, **Trocador de calor**, Disponível em: [www.nilko.com.br/portugues/subcontratacao/trocadordecalor.htm](http://www.nilko.com.br/portugues/subcontratacao/trocadordecalor.htm), Acesso em 8 de novembro de 2004.

O'CONNOR, J. P. e WEBER, R. M. Thermal management of electronic packages using solid-to-liquid phase change techniques, **Proceedings of the Int. Systems Packaging Symposium**, December 2-5, San Diego, CA, p. 72-80, 1997.

OERDER, S. A. e MEYER, J. P. Effectiveness of a municipal ground-coupled reversible heat pump system compared to an air-source system, **ASHRAE Transactions**, V. 104, p. 540–549, 1998.

PATANKAR, S.V., **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**, 1<sup>a</sup> Ed. New York, Hemisphere, 1980.

PETERSON, G. P. e ORTEGA, A. Thermal control of electronic equipment and devices, **Advanced Heat Transfer**, V. 20, p. 181-314, 1990.

PHETTEPLACE, G. e SULLIVAN, W., Performance of a hybrid ground-coupled heat pump system, **ASHRAE Transactions**, V. 104, p. 763–770, 1998.

RABIN, Y. e KORIN, E. Thermal analysis of a helical heat exchanger for ground thermal energy storage in arid zones, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, V. 39, No. 5, p. 1051-1065, 1996.

READER, G.T. e HOOPER, C. **Stirling Engines**, 1<sup>a</sup> Ed. Cambridge: University Press, 1983.

REID, R.C., PRAUSNITZ, J.M. e POLING, B.E. **Properties of Gases and Liquids**, 4<sup>a</sup> Ed. Boston: McGrawHill, 1987.

STANESCU, G.; FOWLER, A. J. e BEJAN, A. The optimal spacing of cylinders in free-stream cross-flow forced convection, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, V. 39, No. 2 , p. 311-317, 1996.

SWINBANK, W. C. Long-Wave radiation from clean Skies, **Q. J. R. Meteorology Society**, V. 89, 1963.

TZAFERIS, A., LIPARAKIS, D., SANTAMOURIS, M. e ARGIRIOU, A. Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to-air heat exchangers, **Energy and Buildings**, V. 18, No. 1, p. 35-43, 1992.

URIELI, I. e BERCHOWITZ, D.M. **Stirling Cycle Engine Analysis**, 1<sup>a</sup> Ed. Bristol: JWA Ltd., 1984.

VARGAS, J. V. C. e BEJAN, A., Thermodynamic optimization of finned crossflow heat exchangers for aircraft environmental control systems. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, V.22, No. 6, p. 657 - 665, 2001.

VARGAS, J. V. C., BEJAN, A., SIEMS, D. L, Integrative thermodynamic optimization of the crossflow heat exchanger for an aircraft environmental control system. **ASME Journal of Heat Transfer**. V.123, No.4, p. 760 - 769, 2001.

VARGAS, J. V. C., ORDONEZ, J. C., BEJAN, A. , Constructal flow structure for PEM Fuel Cell, **International Journal of Heat and Mass Transfer** , V. 47, p. 4177 - 4193, 2004.

VARGAS, J. V. C. e BEJAN, A. , Thermodynamic optimization of internal structure in a fuel cell, **International Journal of Energy Research**, V. 28, No.4, p. 319 - 339, 2004.

WHILLIER, A. Design factors influencing solar collectors, in **Low Temperature Engineering Applications of Solar Energy**, p. 254-262, ASHRAE, New York, 1967.

### BIOGRAFIA

Marcos Carvalho Campos nasceu em Paraisópolis, MG, Brasil, em 26 de junho de 1963, filho de Antony Eden Campos e Maria Célia de Carvalho Campos.

Em 1986 ele recebeu o grau de Bacharel em Engenharia Mecânica pela Escola Federal de Engenharia de Itajubá.

Em 1993 ele recebeu o grau de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Máquinas de Fluxo pela Escola Federal de Engenharia de Itajubá.

#### Publicações:

VARGAS, J. V. C., STANESCU, G., FLOREA, R. e CAMPOS, M. C., A numerical model to predict the thermal and psychrometric response of electronic packages, ASME Journal of Electronic Packaging, V. 123, no. 3, p. 200-210, 2001.

VARGAS, J. V. C., ORDONEZ, Juan Carlos, ZAMFIRESCU, Calin, CAMPOS, M. C., BEJAN, A. , Optimization of ground Cooling of Electronic Packages. Heat Transfer Engineering. Aceito para publicacao: , 2003.

VARGAS, J. V. C., CAMPOS, M. C., ERRERA, M. R. , Análise térmica e econômica de trocadores de calor ar/água em gabinetes para acondicionamento de equipamentos eletrônicos sob condições ambientais variadas, ENCIT - 2000.

CAMPOS, M. C., VARGAS, J. V. C. , Otimização de motores Stirling, ENCIT - 2000.